



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

MODIFIKACE KREVNÍHO ČERPADLA,
JAKO SRDEČNÍ NÁHRADY

MODIFICATION OF A BLOOD PUMP AS A HEART REPLACEMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Mirek Simandl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. František Pochylý, CSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Mirek Simandl**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. František Pochylý, CSc.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modifikace krevního čerpadla, jako srdeční náhrady

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V předchozích diplomových pracích byly vytvořeny dvě koncepce krevních čerpadel:

- a) čerpadlo na vířivém principu,
- b) čerpadlo na principu prstencového motoru.

Diplomová práce bude zaměřena na modifikace těchto čerpadel z hlediska hydraulické účinnosti, minimalizace smykových napětí a úpravy konstrukce.

Cíle diplomové práce:

Vířivé čerpadlo bude rekonstruováno pro využití diskového motoru. Bude navržena nová hydraulika a konstrukční řešení. Čerpadlo bude vyrobeno na 3D tiskárně a odměřena jeho charakteristika. Čerpadlo s prstencovým motorem bude sestaveno z dílů navržených v minulé diplomové práci, případně navržena nová hydraulika oběžného kola. Po výrobě na 3D tiskárně bude odměřena charakteristika čerpadla.

Seznam doporučené literatury:

CENGEL, Yunus A. a John M. CIMBALA. Fluid mechanics: fundamentals and applications. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill Higher Education, c2010. ISBN 00-772-9546-3.

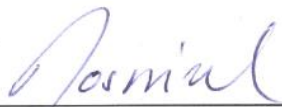

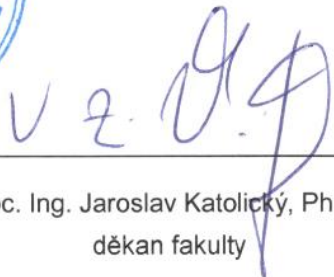
BRDIČKA, Miroslav. Mechanika kontinua. Praha: Československá akademie věd, 1959. Úvod do teoretické fyziky.

ČÁPOVÁ, Ludmila. Vířivé čerpadlo, jako náhrada umělého srdce. Vysoké učení technické v Brně. Diplomová práce. VUT v Brně, FSI, EÚ - Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana, 2018. Vedoucí práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

TRLICA, Karel. Konstrukční návrh a měření tandemového čerpadla jako srdeční náhrady. Vysoké učení technické v Brně. Diplomová práce. VUT v Brně, FSI, EÚ - Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana, 2018. Vedoucí práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19.

V Brně, dne 25. 10. 2018

		
doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu		doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá optimalizací vířivého čerpadla a axiálním čerpadlem s prstencovými motory, jež jsou navržena jako srdeční náhrady. Je provedena analýza konceptů, které vznikly v přechozích diplomových pracích. Na základě jejich analýzy je vytvořen nový konstrukční a hydraulický návrh vířivého čerpadla, kde jsou použity diskové motory. Vznikla kompaktní sestava dvou čerpadel, jež nahrazují levé a pravé srdce a plní funkci totální srdeční náhrady. Je vytvořen funkční model, na němž jsou odměřeny charakteristiky čerpadla a výsledky porovnány s CFD výpočtem. U axiálního čerpadla jsou doplněny konstrukční požadavky některých dílů a je proveden rozbor proveditelnosti.

Klíčová slova

Vířivé čerpadlo, axiální čerpadlo s prstencovými motory, charakteristika čerpadla, CFD analýza, experiment.

Abstract

The master's thesis deals optimization of regenerative pump and axial pump with ring motors that are designed as a heart replacement. Analysis of the concepts is performed which were made in previous master's thesis. There is created a new design of construction and hydraulition with using flat motors based on the analysis. The compact assembly of two impeller was formulated that replaced left and right heart and it served as a function of heart replacement. A functional model of the pump is created, there is measured characteristics of impeller and results are compared with CFD analysis. The design requirements some parts of the axial pump are added and it's deviced feasibility analysis.

Key words

Regenerative pump, axial pump with ring motors, pump characteristics, CFD analysis, experiment

Prohlášení o originalitě

Prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou prací vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 22. 05. 2019

.....

podpis

Bibliografická citace mé práce:

SIMANDL, Mirek. *Modifikace krevního čerpadla, jako srdeční náhrady*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117031>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce František Pochylý.

Poděkování

Děkuji prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za odbornou a technickou pomoc, za cenné rady a připomínky týkající se provedení a zpracování diplomové práce, Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. a Ing. Davidu Štefanovi, Ph.D. za konzultace v oblasti CFD výpočtů, dále Ing. Martinu Hudcovi, Bronislavu Kusému a Karlu Vařekovi za realizaci experimentálního měření vířivého čerpadla a také Ing. Ludmile Čákové za poskytnutí podkladů ke své diplomové práci.

Obsah

Úvod	15
2 Srdeční náhrady	16
2.1 Kardiovaskulární systém	16
2.1.1 Hemolýza	17
2.2 Mechanické srdeční náhrady	17
3 Vířivé čerpadlo jako srdeční náhrada	20
3.1 Charakteristika vířivého čerpadla	20
3.2 Analýza stávajícího vířivého čerpadla jako srdeční náhrady	22
3.2.1 Konstrukce	23
3.2.1.1 Oběžná kola	23
3.2.1.2 Spirála	24
3.2.1.3 Sestava čerpadel	24
3.2.2 CFD výpočet	25
3.2.3 Závěrečný experiment	25
3.3 Modifikace vířivého čerpadla	25
3.3.1 Konstrukční řešení	25
3.3.1.1 Motory	26
3.3.1.2 Nová oběžná kola	27
3.3.1.3 Nová spirála	32
3.3.1.4 Výsledná sestava	32
3.3.2 CFD výpočet	34
3.3.2.1 Výpočetní síť	34
3.3.2.2 Nastavení výpočtu	38
3.3.2.2.1 Vložení výpočetní sítě	38
3.3.2.2.2 Okrajové podmínky	38
3.3.2.2.3 Monitorování parametrů	38
3.3.2.2.4 Nastavení řešiče	40
3.3.2.2.5 Samotný výpočet	41
3.3.2.3 Určení otáček pro požadovanou dopravní výšku čerpadel	41
3.3.2.4 Chování kapaliny v čerpadle	42

3.3.2.5	Charakteristika a parametry levého čerpadla	47
3.3.2.1	Charakteristika a parametry pravého čerpadla.....	48
3.3.3	Experiment.....	49
3.3.3.1	Měřicí trať.....	49
3.3.3.1	Měřené veličiny	50
3.3.3.2	Měřicí technika	50
3.3.3.3	Výpočetní vztahy	51
3.3.3.4	Výsledky měření	51
3.3.4	Porovnání experimentu s CFD výpočtem	54
4	Čerpadlo s prstencovým motorem jako srdeční náhrada	56
4.1	Analýza konceptu tandemového čerpadla s prstencovým motorem.....	56
4.1.1	Konstrukce tandemového čerpadla.....	57
4.1.1.1	Prstencové motory	57
4.1.1.2	Oběžná kola	58
4.1.2	Sestava tandemového čerpadla	58
4.2	Specifické požadavky použitých součástí a parametry technologie 3D tisku ..	59
4.3	Rozbor proveditelnosti.....	61
4.3.1	Konstrukční řešení	62
4.3.2	Technologie výroby.....	62
4.3.3	Shrnutí.....	63
	Závěr	64
	Seznam použité literatury.....	66
	Seznam použitých symbolů a zkratek	70
	Seznam obrázků	73
	Seznam tabulek.....	75
	Seznam grafů	75
	Seznam příloh	75

Úvod

Srdce, nejen lidské, je klíčový orgán. Zajišťuje cirkulaci krve, která je nezbytná pro distribuci kyslíku a živin spolu s odvodem odpadních látek. [7] Bohužel počet pacientů s onemocněním kardiovaskulárního systému každoročně přibývá a na jeho následky zemře mnohem více lidí než na rakovinu. [9] Pokud se jedná o závažnou poruchu srdce, je v dnešní době běžným řešením transplantace. První úspěšná operace proběhla roku 1967 v Kapském Městě, v Československu až v roce 1984. Jen v pražském Ikemu podstoupí transplantaci přibližně 50 lidí ročně. Největším problémem jsou nedostatečné počty dárců, proto může nastat situace, že se pacient operace nedožije, jelikož se pro něj včas nenajde vhodné srdce. [1]

Dočasným řešením jsou mechanické částečné srdeční podpory, které prodlouží pacientovi život ideálně do té doby, než se najde vhodný dárců. V nejzávažnějších případech lze využít biokompatibilních umělých srdcí (např. Carmat, které již bylo transplantováno i v České republice). Prakticky se jedná o objemová čerpadla, jež nahradí činnost celého srdce. [1] Nyní se vývoj zaměřuje zejména na hydrodynamická čerpadla, která tvoří většinu současných částečných podpor. [7]

První část diplomové práce se zabývá vířivým čerpadlem, jež je navrženo jako totální srdeční náhrada. Problematiku řešilo již několik diplomových prací v minulých letech a tato práce na ně plynule navazuje. Nejprve je provedena analýza stávajícího řešení, na jejímž základě jsou optimalizovány některé díly s cílem dosáhnout požadované dopravní výšky při snížených otáčkách. Součástí čerpadla jsou diskové motory, které slouží jako pohon pro levé a pravé srdce. Tím vzniká kompaktní sestava. Dále je z návrhu vytvořen funkční model vyrobený pomocí 3D tisku z ABS plastu. Také je odměřena charakteristika čerpadla v laboratořích ústavu a výsledky jsou porovnány s CFD simulací.

Druhá část diplomové práce je věnována tandemovému axiálnímu čerpadlu s prstencovými motory použitelného jako částečná srdeční náhrada. V minulých pracích byl vytvořen hydraulický a konstrukční návrh čerpadla. Je opět provedena analýza celého řešení. Dále jsou doplněny konstrukční a technologické požadavky pro správnou funkčnost některých použitých komponentů a je vypracován rozbor proveditelnosti.

2 Srdeční náhrady

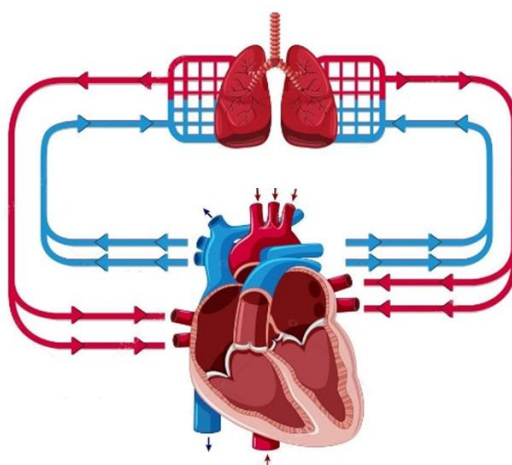
Lidské srdce během života přečerpá přes 200 milionů litrů krve. Správná cirkulace krve je nezbytná pro efektivní činnost lidského těla. Jakákoliv porucha znamená závažný problém pro pacienty, kterých každoročně přibývá. Jen v EU způsobuje onemocnění srdce přibližně 40 % všech úmrtí. Pro mnoho pacientů může být srdeční náhrada jediným řešením prodloužení jejich života. [1][10]



Obr. 1 - Lidské srdce [10]

2.1 Kardiovaskulární systém

Kardiovaskulární systém je uzavřená oběhová soustava, již pohání dvě spojená objemová čerpadla čili srdce. Skládá se ze dvou okruhů, plicního a tělního. Srdce se skládá z pravé komory a síně a levé komory a síně.



Obr. 2 - Kardiovaskulární systém [11] (upraveno)

Neokysličená krev, která se vrací z těla do pravého srdce, se hromadí v pravé síni, odsud je přepuštěna do pravé komory a následně přečerpána do plic. Z nich je nasávána okysličená krev do levé síně, kde se opět kumuluje a přes levou komoru je pumpována do celého těla. Oddělení jednotlivých částí srdce zajišťují chlopně, jež pracují na principu jednosměrných ventilů. Tento proces umožňuje dokonalá koordinace systoly (stahu) a diastoly (uvolnění) srdce. Běžně je pak přečerpáno v klidové fázi kolem 5 litrů krve za minutu při průměrných 70 tepech, při namáhavé činnosti je orgán schopný tento objem zvětšit až čtyřikrát. [1][12][6][7]

2.1.1 Hemolýza

Červené krvinky (erytrocyty) slouží pro přenos dýchacích plynů kyslíku a oxidu uhličitého, který se váže na hemoglobin obsažený v buňkách. Jejich rozpad se odborně nazývá hemolýza. Při tomto jevu dochází k uvolnění hemoglobinu do krevní plazmy. Přirozeně buňky odumírají po 4 až 5 měsících a jsou nahrazeny novými. Nebezpečí nastává při rychlém zničení velkého množství zdravých krvinek v důsledku dalších procesů, které mohou být například chemické, tepelné, biologické, osmotické, autoimunitní nebo mechanické. [37]

Použitím krevních čerpadel vzniká mechanické poškození vlivem vzniku nefyziologického smykového napětí, jež degradují krvinky, proto je nutné navrhovat tyto podpory s nízkým hemolytickým výkonem. [38] Velikost smykového napětí nutná pro porušení membrány krvinek závisí na době zatěžování. Po 100 sekundách dojde k zániku erytrocytů, na které působí tečné napětí 150 až 250 Pa. Při hodnotách 600 až 800 Pa nastává destrukce okamžitě. [6]

2.2 Mechanické srdeční náhrady

Obecně se jedná se o technologii, která umožňuje dosáhnout přečerpání požadovaného objemu krve (srdečního výdaje) při srdečním selhání. Prakticky se jedná o čerpadla, jež podporují činnost srdce nebo jej zcela nahrazují. Lze je rozdělit na tři základní typy, a to IABK (intraaortální balonková kontrapulzace), mechanické pumpy a umělé srdce. [1][15][16]

IABK je nejvíce a nejdéle používaná metoda. Spočívá v nafukování a vyfukování balonku v aortě, čímž je zvýšen diastolický tlak při činnosti srdce. Dochází tak k lepšímu plnění tepen a nižším nárokům na srdce. Balonek je plněn externě heliem (inertní plyn) o objemu 30-50 ml. Celý cyklus je koordinován pomocí EKG. [14][16]



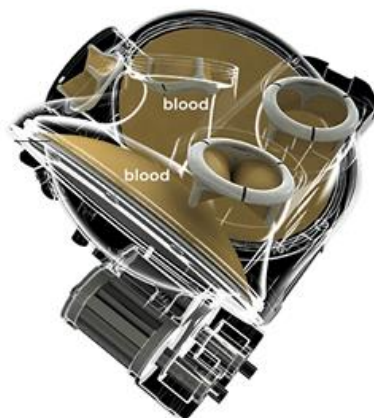
Obr. 3 - IABK [13] (upraveno)

Mechanické pumpy jsou další fáze podpory, pokud již IABK nestačí. Pomáhají, nebo dokonce nahrazují činnost celé komory, zpravidla levé. Lze je využít i pro podporu pravé komory, v některých případech pro obě komory současně. Jedná se o dlouhodobé řešení srdeční poruchy. V dnešní době jsou již přenosné a umožňují pacientům „normální život“. [15][16]



Obr. 4 - LVAD HeartMate 3 [17]

Úplná srdeční náhrada neboli **umělé srdce** bylo poprvé použito již v roce 1969 v Texasu. Pacient přežil následující 3 dny, než mu byla provedena výměna náhrady za lidské srdce. V 80. letech přežil pacient po aplikaci umělého srdce dokonce 620 dní. V České republice byla provedena první transplantace v roce 2017 pražským Ikemem. Princip spočívá ve vyjmutí celého srdce a to je nahrazeno mechanickým. Tato léčba je krajním řešením, ale v některých případech je nevyhnutelná. [1][15][16]



Obr. 5 - Biokompatibilní umělé srdce Carmat [18] (upraveno)

Pozn. Jednotlivým typům srdečních náhrad se ve svých diplomových pracích věnují Ing. Čápková a Ing. Coufalík. [3][7]

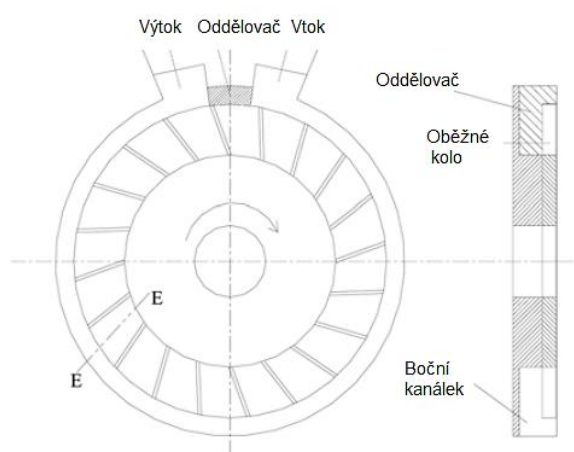
3 Vířivé čerpadlo jako srdeční náhrada

Výzkumem vířivých čerpadel, nejen jako srdečních náhrad, se zabývá Odbor fluidní inženýrství Viktora Kaplana řadu let. Již z názvu vyplývá, že principem čerpadla je víření kapaliny. Výzkumy prokázaly, že v srdci probíhá turbulentní proudění krve, tudíž čerpadlo lze použít. Avšak oproti běžným kapalinám, jako je například voda, jsou zde limity kapaliny (krve) například v podobě vzniku hemolýzy, na což musí být brát ohled při hydraulickém návrhu. [5][6][19]

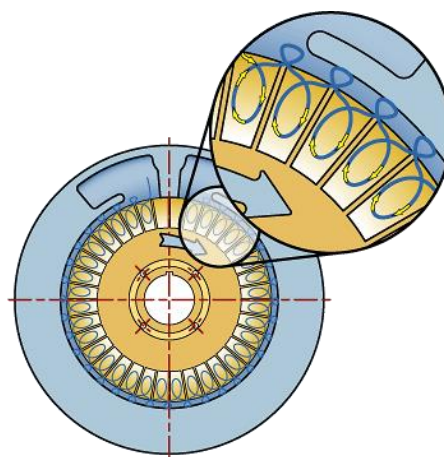
3.1 Charakteristika vířivého čerpadla [5], [33], [34] a [36]

Vířivá čerpadla jsou pomaloběžné stroje se specifickými otáčkami od 4 do 40 min⁻¹. Pracují na principu přenosu energie z pohybujícího se rotoru na médium v kanálku, které projde mnohokrát mezilopátkovým prostorem a pokaždé se zrychluje. Výsledkem je dosažení vysokých kompresních poměrů na jediném stupni.

Cirkulací kapaliny mezi lopatkami a kanálkem, během něhož je médium dodávána hybnost, vznikají lokální víry. To způsobuje vysokou disipaci energie. Důsledkem je nízká účinnost, zpravidla 20 až 50 %. V určitých případech je možné i u malého vířivého čerpadla dosáhnout lepší účinnosti než při použití malého odstředivého čerpadla, a to v případě, že by pro dosažení stejné dopravní výšky při podobné velikosti čerpadel muselo být použito vícestupňové odstředivé čerpadlo.

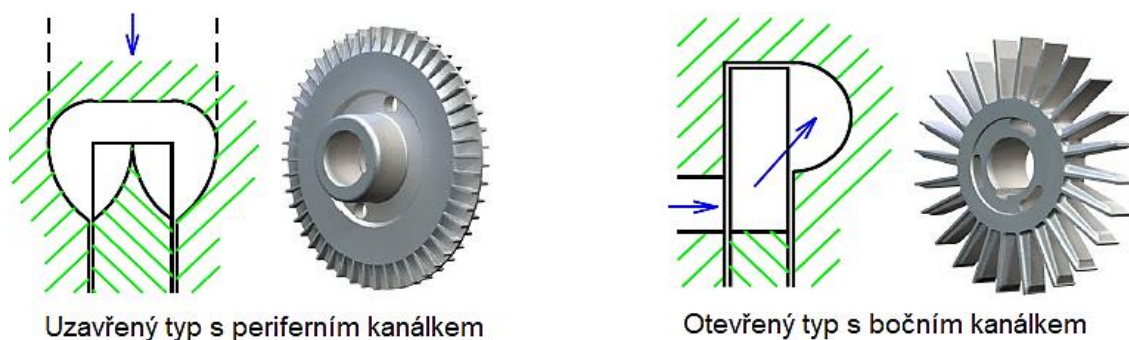


Obr. 6 - Schéma vířivého čerpadla [36] (upraveno)



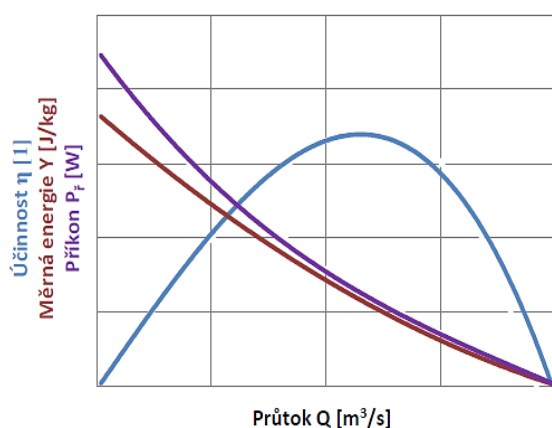
Obr. 7 - Princip vířivého čerpadla [2]

Konstrukce vířivého čerpadla má mnoho variant. Oběžné kolo může být otevřeného nebo uzavřeného typu, viz Obr. 8. Radiální lopatky mohou být přímé, nebo prohnuté. Další možností je náklon lopatek v obou směrech. Pro uzavřený typ se obvykle používá periferní kanálek a pro otevřený boční kanálek, třetí možností je obvodový kanálek. Provedením může být kanálek otevřený, nebo uzavřený. Otevřený má plynulý nátok a odtok do středu nebo nahoru v různých kombinacích, uzavřený má vsazený vtok a odtok z boku na menším průměru než je samotný kanálek.

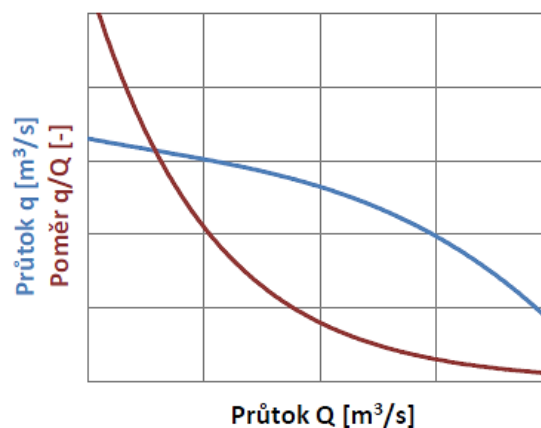


Obr. 8 - Typy oběžných kol a kanálků vířivého čerpadla [5] (upraveno)

Z obecné charakteristiky vířivého čerpadla na Obr. 9 je patrné, že má stabilní $Y-Q$ charakteristiku a dosahuje největších měrných energií při malých průtocích. S rostoucím průtokem klesá měrná energie čerpadla.



Obr. 9 - Charakteristika vířivého čerpadla [5]



Obr. 10 - Průtoková charakteristika vířivého čerpadla [5]

Vztah pro výpočet měrné energie vířivého čerpadla [5]:

$$Y = (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \cdot \frac{q}{Q} + (M_{kt} + M_{kD}) \cdot \frac{\omega}{\rho \cdot Q} - \frac{2D}{\rho \cdot Q} \quad (1)$$

Ze vztahu vyplývá, že velikost měrné energie rovněž závisí na poměru q/Q , kde q je průtok oběžným kolem a Q je průtok čerpadlem. Zvýšením průtoků oběžným kolem oproti čerpadlu se zvýší měrná energie čerpadla. Tyto závislosti jsou znázorněny na Obr. 10.

Vířivá čerpadla nejsou tolik rozšířená zvláště kvůli nízké účinnosti. Nejen díky nízkým specifickým otáčkám, jednoduché konstrukci a možnosti pracovat při nízkém NPSH se mohou stát lepší alternativou odstředivých čerpadel. Využívají se zejména pro čerpání rychle odpařitelných kapalin jako je benzín, jelikož mohou pracovat se směsí plynu a kapaliny. Jsou vhodná pro čerpání chemikálií vzhledem k malým průtokům při velkých měrných energiích a také k jejich jednoduché konstrukci, poněvadž musí být vyrobena z odolných materiálů, jež není jednoduché odlít a obrobit. Používají se v požárních agregátech díky dobré samonasávací schopnosti, dále v malých chladicích zařízeních nebo jako čerpadla pro malé domácí vodárny. Obecně pak tam, kde jsou požadovány malé průtoky a vysoké tlaky. Naopak nejsou vhodná pro čerpání viskózních kapalin a kapalin s mechanickými příměsmi, protože dochází ke snížení měrné energie a poškození funkčních částí čerpadla vlivem rychlejšího opotřebení.

3.2 Analýza stávajícího vířivého čerpadla jako srdeční náhrady [3]

Jedním z cílů diplomové práce je modifikace vířivého čerpadla jako srdeční náhrady. Tato část vychází zejména z diplomové práce Ing. Ludmily Čákové, jež navrhla dvě spojená vířivá čerpadla nahrazující levé a pravé srdce, která by pracovala současně tak, aby odpovídala fyziologii člověka.

Základní parametry čerpadla			
Charakteristika	Jednotky	Levé srdce (tělní)	Pravé srdce (plicní)
Průtok	$[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,15	0,15
Dopravní výška	[m]	1,5	0,367
Tlak na vstupu	[kPa]	9,3	0,53
Tlak na výstupu	[kPa]	16	2
Průměr vstupu	[mm]	18	18
Průměr výstupu	[mm]	16	16

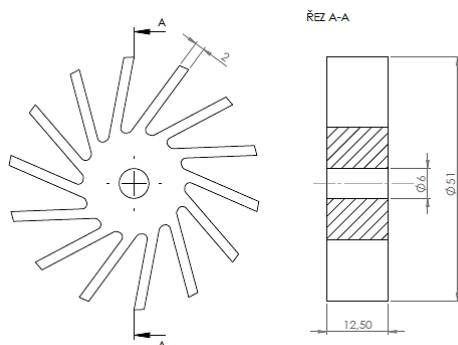
Tabulka 1- Základní parametry čerpadla

3.2.1 Konstrukce

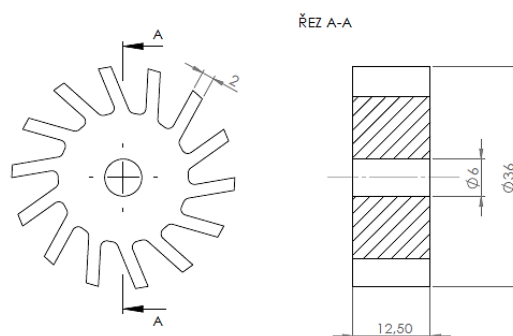
Předchozí práce vychází z modelu vířivého čerpadla Ing. Pavla Šmída z roku 2012. Byla sestavena měřicí trať a na základě měření vyhodnocena charakteristika čerpadla, jež byla shledána jako vyhovující pro tuto aplikaci a využita pro následný přepočet parametrů pravého oběžného kola.

3.2.1.1 Oběžná kola

Oběžná kola s přímými nakloněnými lopatkami vychází se stejné geometrie, ale mají rozdílnou velikost. Tento rozdíl souvisí s použitím stejných otáček při různých dopravních výškách. Pro menší kolo (pravé srdce) byla nejprve vypočítána dopravní výška ze známých tlaků srdce a následně přepočítány parametry pomocí afinních vztahů. U oběžných kol byl zmenšen průměr při zachování délky lopatek tak, aby byly stále splněny pevnostní výpočty pro minimální průměr oběžného kola.



Obr. 11 - Parametry stávajícího levého oběžného kola



Obr. 12 - Parametry stávajícího pravého oběžného kola

3.2.1.2 Spirála

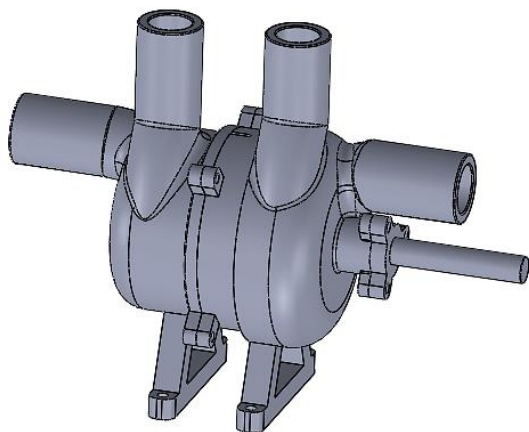
Byla použita spirála s kruhovým bočním kanálkem. Vtok a výtok byly situovány podle skutečného srdce. Jedná se o boční nátok s průměrem 18 mm a s horním výtokem o průměru 16 mm. U levého srdce zabírají lopatky čtvrtinu průřezu spirály, hrany lopatky a spirály na sebe plynule navazují. Naopak u pravého je zde řešení, při němž plocha lopatky zaujímá přibližně pouze šestinu řezu kanálkem a navíc hrana spirály končí zhruba ve dvou třetinách lopatky, viz Obr. 15. Spirála zároveň slouží pro uložení ložiska hřídele.



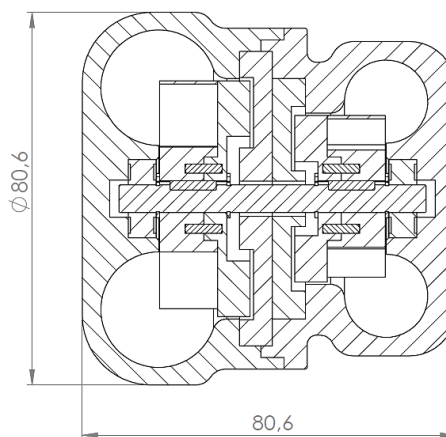
Obr. 13 - Řez stávající spirálou

3.2.1.3 Sestava čerpadel

Oběžná kola měla být poháněna diskovými motory navrženými v rámci dalších prací. Mělo se jednat o kompaktní sestavu, z níž bude vyveden pouze přívod pro napájení motoru. Tyto motory však nebyly funkční, proto se ve finální variantě objevuje hřídel, který je vyveden ven z těla a připojen na externí pohon. Tento hřídel je uložen na dvou ložiscích zapuštěných ve spirální skříni. Mezi oběžnými koly není umístěna ucpávka. Krouticí moment je přenášán pomocí per z hřídele na oběžné kolo.



Obr. 14 - Stávající sestava s externím pohonem



Obr. 15 - Výkres stávající ideové sestavy s diskovým motorem

3.2.2 CFD výpočet

Výpočet byl proveden pomocí softwaru Ansys CFX pro návrhový bod pomocí modelu $k - \epsilon$. Byla vytvořena převážně tetrahedrální síť, jež nepřesáhla 15 milionů buněk s mezní vrstvou, která splňovala stěnovou funkci Y^+ . Pro otáčky oběžného kola 1000 min^{-1} nebylo při nestacionárním výpočtu dosaženo požadovaných dopravních výšek. Levé čerpadlo má místo požadovaných 1,5 m jen 1,1 m a pravé s 0,1 m o 0,236 m méně. Mezi oběžnými koly nebyla použita ucpávka, vlivem tlakového spádu zde protékala kapalina a tím byl částečně ovlivněn výsledek výpočtu.

3.2.3 Závěrečný experiment

Čerpadla byla vytištěna na 3D tiskárně. Následně byla sestavena měřicí trať a odměřeny základní charakteristiky při 1500 min^{-1} . Poté byly přepočítány pomocí afinních vztahů do návrhového bodu 1000 min^{-1} , aby mohl být experiment porovnán s CFD výpočtem.

Nejprve byla čerpadla změřena samostatně. Pravé čerpadlo by dosáhlo dopravní výšky až při 1620 min^{-1} a levé při 1380 min^{-1} . V návrhových bodech se jedná o 0,75 m na pravém a 0,1 m na levém čerpadle. Ani při společném chodu obou čerpadel nebylo dosaženo návrhového bodu při 1000 min^{-1} . V porovnání s CFD výpočtem byly při experimentu získány horší výsledky.

3.3 Modifikace vířivého čerpadla

Cílem modifikace je upravit stávající sestavu tak, aby bylo docíleno požadovaných parametrů lidského srdce. Primárně se jedná o získání dopravní výšky, která je největší v závěrném bodě a s rostoucím průtokem klesá. Provoz čerpadla mimo optima má vliv na snížení účinnosti, ale to není v této aplikaci nejdůležitějším parametrem. Hlavní změna spočívá v užití nezávislých zdrojů krouticího momentu pro každé oběžné kolo zvláště v podobě diskových motorů. Díky tomu lze použít stejná oběžná kola pro obě čerpadla, avšak každé s jinými otáčkami. Snahou bude otáčky snížit, protože s rostoucími otáčkami roste smykové napětí, což má vliv na vznik hemolýzy krve, jež je nežádoucí. Dále bude upravena geometrie některých součástí tak, aby bylo dosaženo hladšího proudění.

3.3.1 Konstrukční řešení

Této problematice se již věnovalo mnoho prací, které byly reálně měřeny v laboratořích Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana. Některé byly konzultovány, včetně této, s technickými pracovníky ústavu. Týkalo se to zejména konstrukčního řešení v souvislosti s proveditelností a vlivem konstrukce na samotnou charakteristiku čerpadel. Na základě těchto poznatků bude v první řadě upraveno upnutí oběžných kol a bude použita vložka na oddělovači spirály. [27] Následně bude velikost celé sestavy přizpůsobena velikosti diskových motorů, aby vše tvořilo kompaktní celek.

3.3.1.1 Motory

Vhodnými motory pro vířivé čerpadlo se jeví EC diskové motory. Jedná se o synchronní motory s permanentními magnety na rotoru. Jsou bezkartáčové, tudíž nedochází k jiskření, což prodlužuje jejich životnost. Motory zvládají otáčky v desítkách tisíců, které snímají Hallovy sondy. Stator je ovládán elektronicky, to napomáhá k lepším výkonům, regulaci a také nedochází k velkému zahřívání motorů. Hlavní předností je velký výkon vzhledem k malým rozměrům.

Konkrétně byly použity dva motory *EC flat 90 160W* od firmy Maxon, jenž byly zakoupeny jako univerzální motory pro všestranné použití do laboratoří ústavu již před samotným návrhem tohoto čerpadla. Motory disponují krouticím momentem do 457 mNm a regulovatelnými otáčkami do 2720 za min. Mají v průměru 90 mm a délku těla 28 mm. Jejich řízení bude zajišťovat čtyř-kvadrantový servopohon ESCON, ten umožňuje čtyř-kvadrantový provoz (řídí otáčky i směry momentů v obou směrech). Hřídel s ložiskem je součástí motoru, čímž lze podstatně zjednodušit konstrukci čerpadla. Bude možné nasadit oběžné kolo přímo na hřídel bez užití dalších ložisek. [20][21]

Nutný výkon pro levé čerpadlo s uvažovanou účinností 20 %:

$$P = \frac{Q \cdot H \cdot \rho_v \cdot g}{\eta} \quad (2)$$

$$P = \frac{0,15 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cdot 997 \cdot 9,81}{0,2} = 11,0 \text{ W}$$

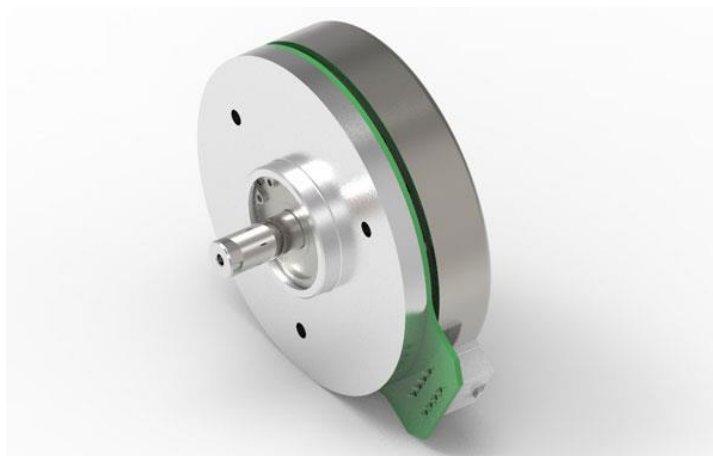
Z výkonu lze dopočítat přibližně krouticí moment pro 300 otáček za min:

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (3)$$

$$M_k = \frac{11,0}{2 \cdot \pi \cdot \frac{300}{60}} = 350 \text{ mNm}$$

Bude proměřena charakteristika čerpadla pro různý počet otáček. Ze vztahu vyplývá, že s klesajícími otáčkami roste krouticí moment, proto byla zvolena hodnota 300 min⁻¹, aby bylo ověřeno, zda motor zvládne proměřit charakteristiku od těchto nízkých otáček.

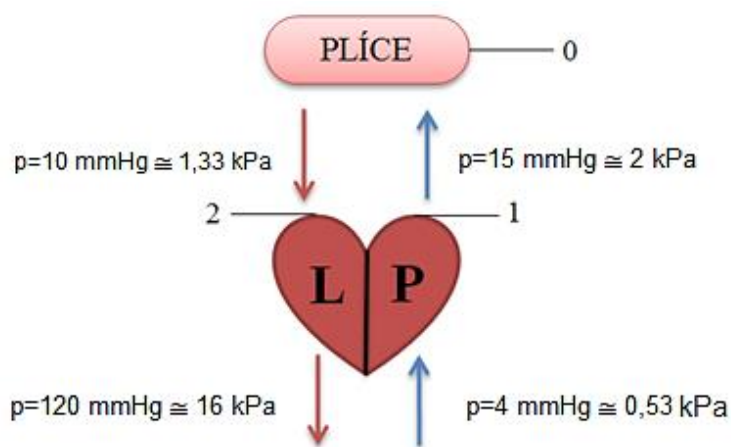
Jak z výsledku vyplývá, parametry motorů jsou dostatečné. Vzhledem k velikosti celé sestavy by pro tuto aplikaci byly vhodnější motory s menšími rozměry, zejména průměrem. Například Maxon EC 60 flat 150W je ze stejné modelové řady, má průměr pouze 60 mm s délkou těla 38 mm, motor dosahuje krouticího momentu jen 401 mNm, což je stále dostatečné.



Obr. 16 - Diskový motor EC 90 flat [20]

3.3.1.2 Nová oběžná kola

Nejprve je nutné určit parametry čerpadla, jenž by měly odpovídat lidskému srdci. Většina byla převzata ze stávajícího řešení. Pouze dopravní výška pravého čerpadla bude přepočítána, jelikož byl použit menší tlak na vstupu do levého srdce 10 mmHg. [7][32] Průměry vstupních žil 18 mm a tepen 16 mm budou také ponechány, v tělním oběhu odpovídají přibližně rozměrům velkých tepen a žil. [32]



Obr. 17 - Tlaky na vstupu a výstupu srdce (upraveno) [3][7][32]

Výpočet vychází z obecné Bernoulliho rovnice:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot H + Y_z \quad (4)$$

Byly sestaveny dvě rovnice proudění kapaliny, první mezi pravým srdcem (1) a plícemi (0), druhá mezi plícemi (0) a levým srdcem (2). V tomto případě je výhodnější vyjádřit rychlost pomocí průtoku a průřezu.

$$1-0: \quad \frac{p_1}{\rho} + \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_1^2} - g \cdot H = \frac{p_0}{\rho} + \frac{Q_0^2}{2 \cdot S_0^2} \quad (5)$$

$$0-1: \quad \frac{p_0}{\rho} + \frac{Q_0^2}{2 \cdot S_0^2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{Q_2^2}{2 \cdot S_2^2} - g \cdot H \quad (6)$$

Soustava rovnic byla upravena do následujícího tvaru.

$$1-2: \quad \frac{p_1}{\rho} + \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_1^2} - g \cdot H = \frac{p_2}{\rho} + \frac{Q_2^2}{2 \cdot S_2^2} - g \cdot H + Y_z \quad (7)$$

Závěrem byla vyjádřena ztrátová měrná energie.

$$Y_z = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \left(\frac{Q}{S_1} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{Q}{S_2} \right)^2 \quad (8)$$

$$Y_z = \frac{(2 - 1,33) \cdot 10^3}{997} + \frac{1}{2} \left(\frac{0,15 \cdot 10^3}{2,011 \cdot 10^{-4}} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{0,15 \cdot 10^3}{2,545 \cdot 10^{-4}} \right)^2$$

$$Y_z = 0,7872 \text{ J/Kg}$$

Dopravní výška čerpadla byla získána ze ztrátové měrné energie.

$$H = \frac{Y_z}{g} \quad (9)$$

$$H = \frac{0,7872}{9,81} = 0,08 \text{ m}$$

Nyní jsou známy všechny parametry pro návrh čerpadla.

Základní parametry pro návrh nového čerpadla			
Charakteristika	Jednotky	Levé srdce (tělní)	Pravé srdce (plicní)
Průtok	[l·s ⁻¹]	0,15	0,15
Dopravní výška	[m]	1,5	0,08
Měrná energie	[J·kg ⁻¹]	14,715	0,785
Tlak na vstupu	[kPa]	1,33	0,53
Tlak na výstupu	[kPa]	16	2
Průměr vstupu	[mm]	18	18
Průměr výstupu	[mm]	16	16

Tabulka 2- Základní parametry pro návrh nového čerpadla

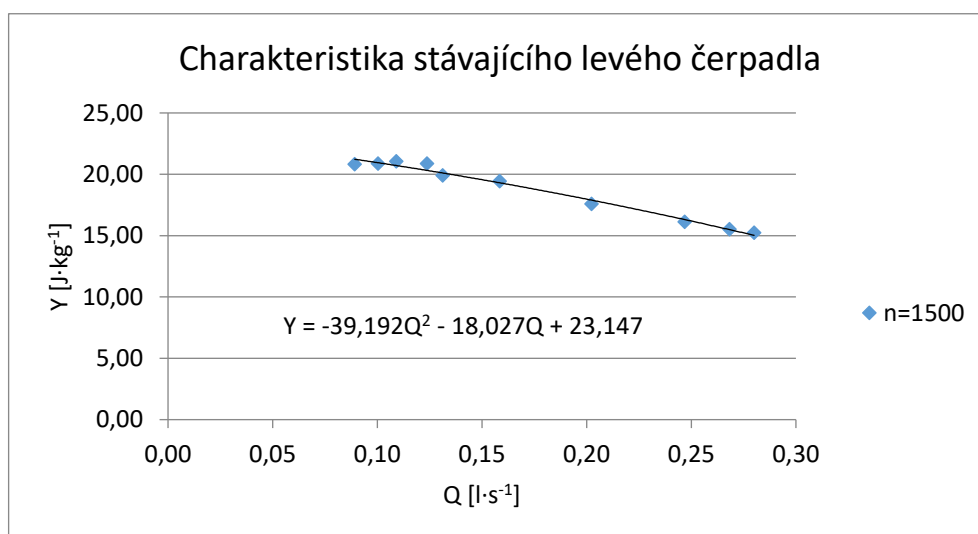
Pro návrh oběžných kol bude použita stávající geometrie, jež bude přepočítána pomocí afinních vztahů s cílem snížit otáčky na 750 min⁻¹ u levého srdce a zároveň nepřekročit průměr motoru 90 mm. Pravé oběžné kolo bude totožné. Dosažení požadované dopravní výšky bude získáno změnou otáček.

$$\pi = \frac{Y}{n^2 \cdot D^2} \quad (10)$$

Z charakteristiky stávajícího levého čerpadla v Graf 1 je určena jeho měrná energie pro navrhovaný průtok 0,15 l·s⁻¹:

$$Y = -39,192 \cdot Q^2 - 18,027 \cdot Q + 23,147 \quad (11)$$

$$Y = -39,192 \cdot 0,15^2 - 18,027 \cdot 0,15 + 23,147 = 19,561 \text{ J/Kg}$$



Graf 1 Y-Q charakteristika stávajícího čerpadla

Přepočítání vnějšího průměru oběžného kola pro 750 otáček za minutu:

$$D_{22} = \sqrt{\frac{Y_2 \cdot n_1^2 \cdot D_1^2}{Y_1 \cdot n_2^2}} \quad (12)$$

$$D_{22} = \sqrt{\frac{14,715 \cdot 1500^2 \cdot 51^2}{19,561 \cdot 750^2}} = 88,5 \text{ mm} \cong 89 \text{ mm}$$

Přepočítání vnitřního průměru oběžného kola pro 750 otáček za minutu:

$$D_{21} = \sqrt{\frac{Y_2 \cdot n_1^2 \cdot D_1^2}{Y_1 \cdot n_2^2}} \quad (13)$$

$$D_{21} = \sqrt{\frac{14,715 \cdot 1500^2 \cdot 20,6^2}{19,561 \cdot 750^2}} = 35,7 \text{ mm} \cong 36 \text{ mm}$$

Z rozdílu vnitřního a vnějšího průměru je doložena délka lopatek:

$$L = \frac{D_{22} - D_{21}}{2} \quad (14)$$

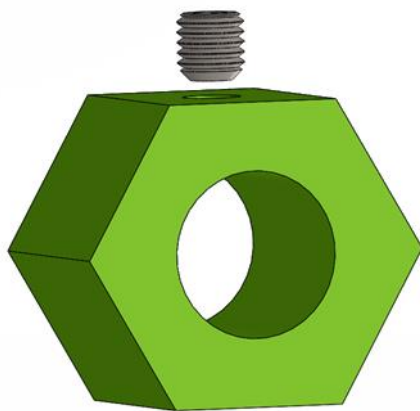
$$L = \frac{89 - 36}{2} = 26,5 \text{ mm}$$

Určení přibližných otáček pravého čerpadla:

$$n_P = \sqrt{\frac{Y_P \cdot n_L^2 \cdot D_L^2}{Y_L \cdot D_L^2}} = \sqrt{\frac{Y_P \cdot n_L^2}{Y_L}} \quad (15)$$

$$n_P = \sqrt{\frac{0,785 \cdot 750^2}{14,715}} \cong 173 \text{ min}^{-1}$$

Oběžné kolo bude rotovat na hřídeli o průměru 10 mm. Vzhledem k přesnějšímu uložení bude použit pravidelný kovový šestihran o rozměru 21 mm, jenž bude upnut na hřídeli pomocí stavěcího šroubu a až na něj se následně nasadí oběžné kolo. Hřídel bude v místě stavěcího šroubu zploštěna, aby nedocházelo k prokluzu.



Obr. 18 - Uložení oběžných kol

Mezi oběžným kolem a šestihranem bude provedena kontrola na otláčení, která se provádí vzhledem k materiálu s horšími vlastnostmi. Šestihran je z oceli s dovoleným napětím okolo 150 MPa, zatímco oběžné kolo je z ABS plastu s dovoleným napětím 20 MPa. Kontrolováno bude tedy oběžné kolo. Bude uvažován krouticí moment 0,35 Nm z předchozích výpočtů. [3]

Pro výpočet obvodové síly je použit průměr vepsané kružnice šestihranu 18,9 mm:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d_{v\text{šestihran}}} \quad (16)$$

$$F = \frac{2 \cdot 0,35}{0,00189} = 37 \text{ N}$$

Výpočet dovoleného napětí:

$$p_D = 0,8 \cdot p_0 \quad (17)$$

$$p_D = 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ MPa}$$

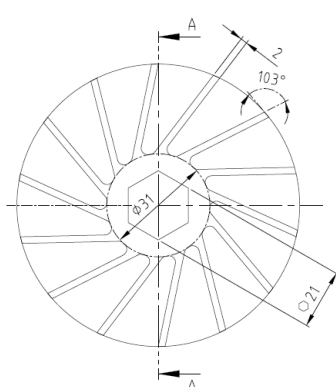
Pro ověření, že nedochází k otláčení, je použito šest ploch s šířkou rozdílů opsané a vepsané kružnice šestihranu:

$$p_D \geq \frac{F}{6 \cdot L_{\text{šestihran}} \cdot \frac{d_0 - d_v}{2}} \quad (17)$$

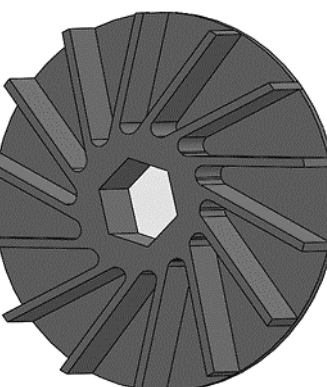
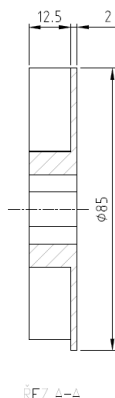
$$16 \geq \frac{37}{6 \cdot 14,5 \cdot \frac{21 - 18,9}{2}}$$

Z nerovnice vyplývá, že nedojde k otláčení náboje.

Je možné zmenšit vnitřní průměr oběžného kola na 31 mm. Při zachování délky lopatek pak bude mít vnější průměr 85 mm. Tloušťka lopatek má 2 mm a šířku 12,5 mm s náklonem 103°. Lopatky budou nakloněny ve směru rotace, čímž by mělo čerpadlo dosahovat vyšší měrné energie.



Obr. 19 - Konstrukce oběžného kola



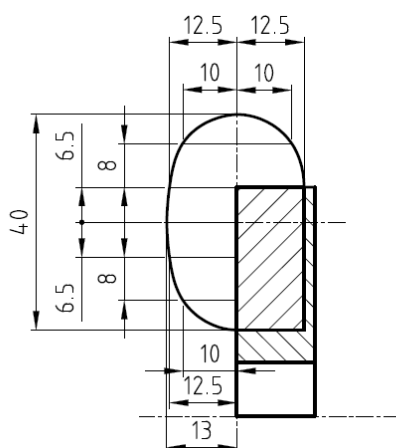
Obr. 20 - Model oběžného kola

3.3.1.3 Nová spirála

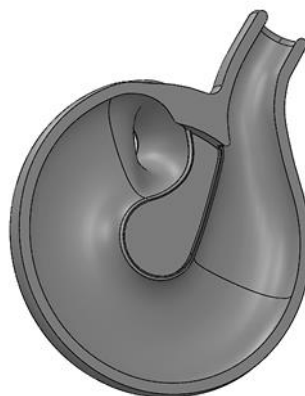
Tvarově vychází spirála ze stávajícího řešení. Je zachován boční vtok s průměrem 18 mm a horní výtok s průměrem 16 mm. Změněn je tvar a velikost bočního kanálku, jenž je oválný. Lopatka zasahuje do poloviny šířky a do dvou třetin výšky kanálku. Byla navržena se záměrem dosáhnout plynulého přechodu mezi lopatkou a kanálkem pomocí bodů, které byly následně spojeny splajnou.

Úprava tvaru spirály vychází ze vztahu (1), kde bylo odvozeno, že se zvětšujícím se poměrem průtoku oběžným kolem ku průtoku čerpadlem dochází k navýšení měrné energie. Tvar a velikost byly zvoleny právě s cílem navýšení měrné energie čerpadla, aby byla získána požadovaná dopravní výška pro navržené otáčky, čehož nebylo v minulých řešeních dosaženo.

Dále byl upraven vtok a výtok, který plynule navazuje na spirálu. Oddělovač je řešen takovým způsobem, aby přes něj nabíhala lopatka postupně a nedocházelo tak k rázům. Čelo bude osazeno 3 mm silným plechem kvůli snaze snížit ztráty vlivem drsnosti povrchu.



Obr. 21 - Profil spirály s lopatkou



Obr. 22 - Řez spirálou

3.3.1.4 Výsledná sestava

Konstrukční řešení spirály a oběžného kola již bylo popsáno v předchozí kapitole. Nyní je nutné zajistit funkčnost celé sestavy. Jedná se především o to, aby se voda během čerpání nedostala do motorů, jež nejsou vodotěsné.

Řešením je umístění vložky mezi motor a ostatní komponenty, které se dostávají do kontaktu s vodou a jsou vytištěny z ABS plastu, jenž je navlhavý a má schopnost absorbovat kolem 0,3 % vody z celkové hmotnosti materiálu. [25][26] Při použití

součástí vytištěných z ABS plastu pro hydraulická měření dochází k prolínání vody materiálem. [27] Nabízí se varianta vytisknout vložku z vodotěsnějšího materiálu.

Hlídel musí být utěsněn. K tomu se používají zejména guffera, ty ale způsobují velké ztráty. [27] Další možností jsou mechanické ucpávky, jež mají lepší vlastnosti, ale jsou mnohonásobně dražší. Od této varianty bylo upuštěno, jelikož mechanické ucpávky pro hřídel o průměru 10 mm mají délku přes 20 mm. Vzhledem k délce hřídele 25 mm by při použití ucpávky už nešlo nasadit oběžné kolo. Nakonec byla zakoupena jednobřítá guffera G 10x30x7, která budou uložena ve vložce, čímž vznikne nepropustná stěna. Užití guffer je univerzální a velmi levné řešení.

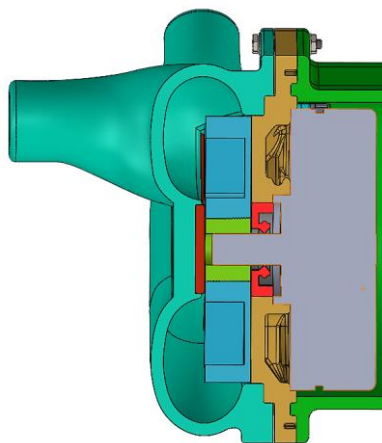
Také bylo uvažováno, že může dojít zejména při rozběhu a doběhu k lehké netěsnosti mezi gufferem a hřídelí. [27] Proto byly do vložky navrženy odvodňovací kanálky, aby se voda nedostala přes ložiska do motoru.

Celá vložka byla optimalizována z důvodu ceny tisku, jež se odvíjí od objemu použitého materiálu, čímž byl snížen objem ze 108 cm^3 na 80 cm^3 . Přesto bylo nakonec rozhodnuto, že bude součást vyrobena z ABS plastu z důvodu ceny tisku vodotěsnějších materiálů, který je několikanásobně dražší. Byly tedy dotvořeny další odvodňovací kanálky a před samotným měřením byla vložka spolu s ostatními komponenty naimpregnována, aby se alespoň částečně zamezilo prolínání vody.

V jednotlivých dílech je vytvořen systém drážek, výstupků, schodovitých zúžení a rozšíření ploch tak, aby do sebe jednotlivé díly přesně zapadaly. Pro zajištění soudržnosti jsou díly doplněny o výstupky s kruhovými dírami připravenými pro šroubové spojení. Spirála je také doplněna o nožičky, které budou přišroubovány k desce a budou tak celé čerpadlo držet pevně na místě při jeho provozu. Při správném uložení oběžného kola bude spára u předního a zadního čela 0,2 mm a mezi horní částí oddělovače a oběžného kola 0,3 mm.



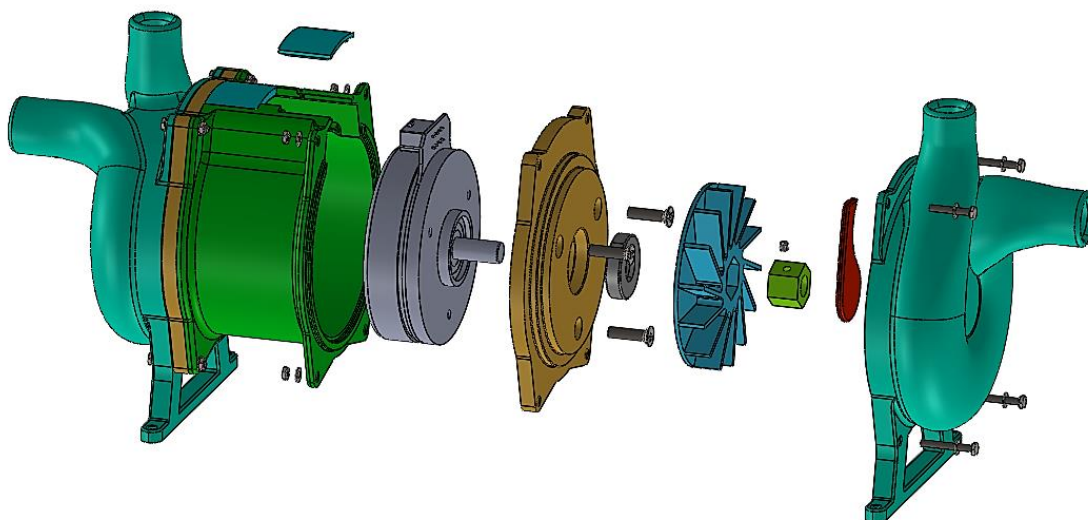
Obr. 23 - Vložka s odvodňovacími kanálky



Obr. 24 - Řez segmentem čerpadla

Pravé a levé čerpadlo tvoří samostatné segmenty, které mohou pracovat nezávisle na sobě, viz Obr. 24. Mezi tyto části je vložen kryt motorů, který obě čerpadla spojí do jednoho celku a současně zajistí oddělení kabeláže od rotujících částí motoru.

Výhodou je použití šroubových spojení v celé sestavě, proto je možné ji celou rozebrat a znovu složit. To umožňuje opětovné použití části komponentů při dalších výzkumech, kdy je možné nahradit pouze některé součásti, např. nové oběžné kolo nebo spirálu.



Obr. 25 - Sestava

3.3.2 CFD výpočet

V rámci práce bude také proveden CFD výpočet vířivého čerpadla, aby mohly být výsledky vzájemně porovnány s experimentem. Jak již bylo zmíněno, otáčky čerpadel lze regulovat, a proto bude napočítán průběh měrných energií v závislosti na otáčkách. Simulace proběhne v softwaru Ansys CFX.

3.3.2.1 Výpočetní síť

Podstatným prvkem CFD výpočtu je tvorba výpočetní sítě. Od její kvality se odvíjí přesnost výsledků, resp. s lepší sítí je větší pravděpodobnost konvergence výpočtu a dosažení přesnějšího řešení. Naopak s kvalitnější sítí obvykle roste počet buněk a tím i výpočetní čas. Je nezbytné k těmto dvěma parametrům přihlížet a vytvořit přijatelný kompromis. K tvorbě sítě byl využit program Ansys DesignModeler, kam byla naimportovaná geometrie a byly zde provedeny její dodatečné úpravy a následně v Ansys Meshingu provedeno samotné síťování. Síť by měla vzniknout převážně z hexagonálních prvků do 15 milionů buněk. Dále bude uvažována spára, která vznikne mezi spirálou a oběžným kolem.

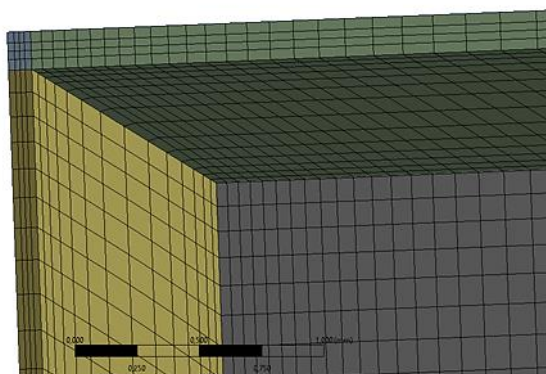
Základní myšlenkou bylo rozdělení sítě do dvou částí, na oběžné kolo a na spirálu, jelikož oběžné kolo rotuje. Části jsou spojeny přes *interface*. Výhodou je, že bude pro výpočet použit ANSYS CFX, ten sítě spojuje pomocí *GGI* (general grid interface), což umožňuje užití rozdílných sítí na každé doméně. Uzly na sebe tudíž nemusí navazovat a mohou zde být i rozdílné počty a tvary prvků. I tak by měly být přibližně dodrženy velikosti buněk, kdy by jedna buňka neměla být větší než jeden a půl protější. [24]

Tato cesta byla téměř dokončena, avšak v posledních krocích muselo být od této varianty upuštěno zdůvodu kvality prvků v některých segmentech spirály. Řešením bylo rozdělení geometrie na tři části, kde byla od spirály oddělena spára.

Spára a její rozdělení

Uvažování spáry přináší největší komplikaci při tvorbě sítě. Spára mezi oběžným kolem a spirálou má na čelech jen 0,2 mm. Spára mezi oběžným kolem a horním oddělovačem dosahuje 0,3 mm. Byl proveden řez uprostřed spár. Jedna polovina spáry je tak součástí stacionární spirály a druhá polovina rotujícího oběžného kola.

Pokud má být dosaženo relevantních výsledků, měl by být v šířce spáry odpovídající počet buněk a zároveň na ně musí buňky sousedních elementů plynule navazovat. Nejprve bylo použito 10 buněk rovnoměrně rozdělených mezi oběžné kolo (5) a spirálu (5) na šířku spáry. Sít' celého čerpadla dosahovala téměř 30 milionů buněk. Následně byla sít' optimalizována zmenšením počtu buněk z důvodu snížení výpočetního času. Ve spáře byl snížen počet buněk z 10 na 8, to je z pohledu výpočtu spáry stále přijatelné. Od řešení spáry se odvíjela následná optimalizace zbývajících částí sítě.



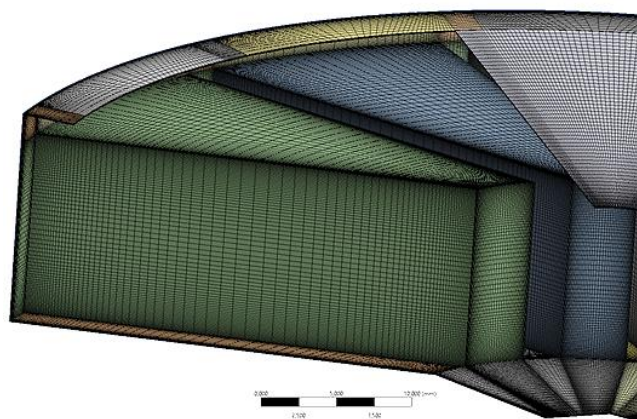
Obr. 26 - Detail sítě spáry oběžného kola

Oběžné kolo

Oběžné kolo bylo odděleno od zbytku geometrie a sít' byla řešena samostatně. Pro obě varianty bylo použito jen jedno řešení. Kolem kola vznikl obal v podobě poloviny spáry. Těleso se podařilo rozřezat takovým způsobem, aby se vytvořila hexagonální sít'.

Pro výpočet je nutné podchytit mezní vrstvu, tzn. dostatečně zjemnit síť u stěny, tím bude splněn parametr Y^+ . Docílit toho u hexagonálních sítí lze pomocí funkce *bias*, která definuje kolikrát bude sousední buňka větší oproti základní. To dává možnost zmenšit celkový počet prvků, protože v místech s volným prostorem stačí síť mnohem hrubší než u stěn. Velikost faktoru byla nastavena tak, aby první buňka navazovala na spáru. V mezilopatkovém prostoru byl definován rovnoměrný obousměrný *bias*. Velikost buněk ve spáře je malá, proto bylo předpokládáno, že bude jemnost sítě na opačné straně u stěn dostatečná k podchycení mezní vrstvy.

Vznikla síť s 15 miliony buněk, jež byla následně upravena z důvodu předpokladu vysokého výpočetního času. Zmenšení počtu buněk ve spáře zapříčinilo zmenšení počtů buněk v mezilopatkovém prostoru. To souvisí s plynulými přechody velikosti sousedních buněk, jež by se měly zvětšovat postupně, ne skokově. Optimalizací vznikla hexahedrální síť s 5,1 miliony prvků.

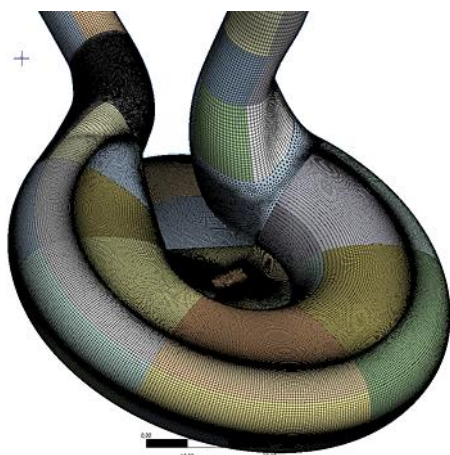


Obr. 27 - Síť segmentu oběžného kola

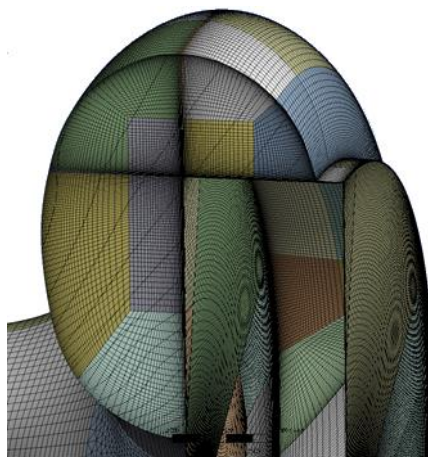
Spirála - první varianta

V první variantě tvoří spirála se spárou jeden celek. Byla snaha předejít použití interface na spojení sítí, čímž jsou do výpočtu vnášeny chyby. Podařilo se vytvořit převážně hexahedrální síť s plynulými přechody mezi spárou a spirálou. Rovněž byly upraveny počty a velikosti buněk na místě spojení sítí s oběžným kolem.

Problém nastal v poslední fázi, kdy vlivem složitosti geometrie měl být nátok a odtok spojen se zbytkem spirály tetragonální sítí. Povedlo se vytvořit i mezní vrstvu pomocí funkce *inflation*, která plynule navazovala na hexagonální síť. Bohužel je tetragonální síť generovaná automaticky a i při různých změnách nastavení se tvořila síť s několika tisíci prvky s parametrem skewness od 0,95 do 0,99. Tento parametr říká, jak moc je buňka deformovaná od ideálního tvaru. Cílem je dostat se pod hranici 0,7, což odpovídá prakticky celému zbytku sítě. Při hodnotách nad 0,95 je však vysoká pravděpodobnost pádu výpočtu.



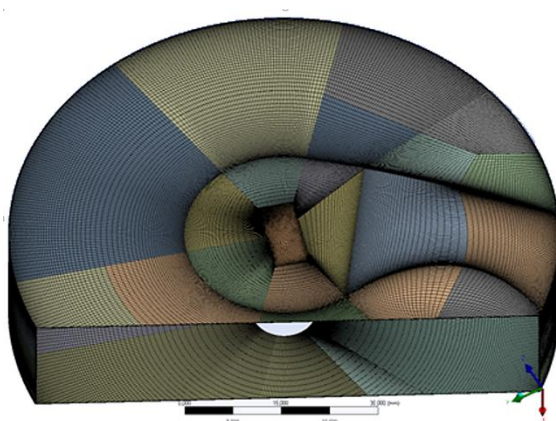
Obr. 28 - Síť spirály - první varianta



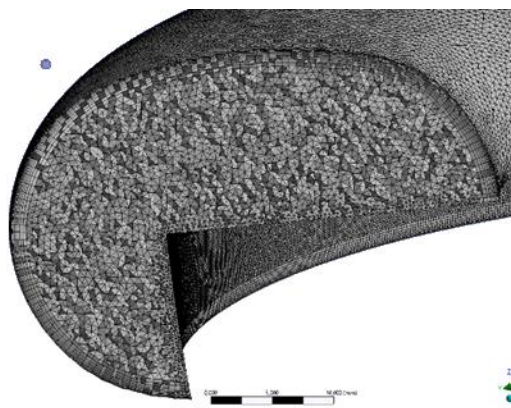
Obr. 29 - Řez sítí spirály- první variant

Spirála - druhá varianta

Ve druhé variantě byla oddělena mezní vrstva od spirály. Vznikly tak dvě samostatná tělesa. Síť spáry byla zachována z důvodu rozdělení jednotlivých elementů, jež odpovídají tvaru spirály. To bylo využito v následném spojení sítí, v nichž musí plochy spoje tvarově odpovídat. Hlavním rozdílem je použití tetra sítě ve spirále. Na plochy spojující oběžné kolo se spárou byly předepsány velikosti buněk a funkce *inflation* byla řešena jen na plášti spirály, aby na sebe buňky při spojení sítí lépe navazovaly. Vznikly tak dvě sítě, které mají 7,7 milionů buněk.



Obr. 30 - Řez sítí spáry



Obr. 31 - Řez sítí spirály - druhá varianta

3.3.2.2 Nastavení výpočtu

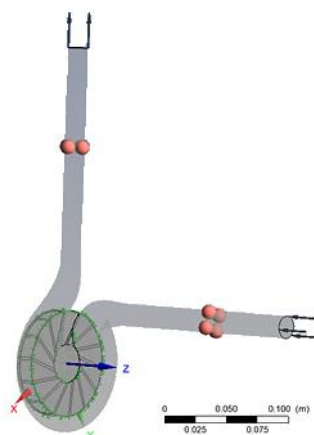
Pro samotný výpočet byl použit Ansys CFX, jenž je vhodný pro výpočet rotačních lopatkových strojů.

3.3.2.2.1 Vložení výpočetní sítě

Postupně byly nahrány všechny tři sítě. Bylo zjištěno, že spirála ani spára neleží v počátku souřadného systému, což bylo způsobeno samotnou tvorbou geometrie. Spirála i spára proto byly přesunuty pomocí funkce *transform mesh*, jež umožňuje translaci a rotaci sítě. Z horní části spáry, tvořící vysunutý kruh, byly zjištěny souřadnice v *mesh statistics* i další základní informace o síti, včetně okrajových souřadnic sítě v každé ose. Z nich byl vypočítán průměr, který odpovídal vzdálenosti od počátku souřadného systému a následně o tuto délku byla posunuta spirála se spárou tak, aby na sebe všechny tři sítě navazovaly.

3.3.2.2.2 Okrajové podmínky

Následně mohly být nadefinované okrajové podmínky. Na plochu nátoky byl nastaven inlet s hmotnostním průtokem $0,15 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a na výtoku outlet s výstupním statickým tlakem 16 kPa u levého čerpadla a 2 kPa u pravého. Doména oběžného kola byla nastavena jako rotující. Jednotlivé sítě se spojily pomocí interface. Zbylé plochy byly nastaveny jako no slip wall. Přibližně 10 cm od spirály čerpadla se na stěny vtoku a výtoku umístily monitorovací body. Následně lze v těchto bodech sledovat různé veličiny, v tomto případě hodnoty statického tlaku. Tato vzdálenost zhruba odpovídá umístění snímačů tlaku při experimentu. Dále jsou nastaveny otáčky se záporným znaménkem, jelikož oběžné kolo rotuje proti směru osy Z.



Obr. 32 - Okrajové podmínky výpočtu čerpadla

3.3.2.2.3 Monitorování parametrů

V programu lze nastavit *expressions*, což jsou parametry, které mohou být sledovány v průběhu výpočtu. V tomto případě jde o monitorování krouticího momentu, dopravní výšky a účinnosti. Prakticky se jedná o vložení rovnic těchto veličin. Některé jsou

počítány programem a mají přímo svoji funkci jako je třeba krouticí moment, jiné se skládají z více veličin. Výhodou je, že pokud je počítán v jedné *expressions* např. krouticí moment, lze tyto veličiny použít v dalších rovnicích. Některé parametry jsou nastaveny ručně (např. otáčky, hustota média).

Následně jsou vytvořeny monitory v *output control z expressions*, ale jen ty, které mám v úmyslu vyhodnotit. Hodnoty jsou pak v průběhu výpočtu vnášeny do grafu a vykreslovány v závislosti na iteraci nebo timestepu. Pokud není zadáno jinak, program automaticky ukládá pouze výsledky posledního kroku.

Příklad nastavení expressions pro výpočet dopravní výšky a účinnosti čerpadla s 600 otáčkami			
Veličina	Název	Funkce	Poznámky
Hustota vody	hustota	997 [kg/m ³]	
Otáčky čerpadla	otacky	-600 [rev min ⁻¹]	Záporný směr otáčení oproti ose Z
Krouticí moment	Mk	torque_z()@lopatky	Z domény „lopatky“
Statický tlak	dPstat	((probe(Pressure)@OUT1+probe(Pressure)@OUT2+probe(Pressure)@OUT3+probe(Pressure)@OUT4)/4)-((probe(Pressure)@IN1+probe(Pressure)@IN2+probe(Pressure)@IN3+probe(Pressure)@IN4)/4)	Tlak v místě monitorovacích bodů
Dynamický tlak	dPdyn	0.5*hustota*((massFlow()@OUTLET/hustota/area()@OUTLET)^2-(massFlow()@INLET/hustota/area()@INLET)^2)	
Měrná energie	Merna Energie	(dPstat+dPdyn)/hustota	
Dopravní výška	H	MernaEnergie/g	
Dopravní výška	H2	(massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)@outlet-massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)@inlet)/(hustota*g)	Z totálních tlaků (kontrolní)
Účinnost	Eta	abs((massFlow()@INLET*MernaEnergie)/(Mk*2*pi*otacky/1[rev]))	

Tabulka 3- Ansys CFX nastavní expressions

U stacionárních výpočtů lze výsledky získat většinou z posledního výpočtu, jelikož se zpravidla ustálí na určité hodnotě. Při nestacionárních výpočtech dochází k cyklování, proto je nutné hodnoty sledovat již během výpočtu. Po ustálení průběhu cyklů je použita jejich střední hodnota.

3.3.2.2.4 Nastavení řešiče

Nejprve je vhodné provést **stacionární výpočet**, který není příliš časově náročný a lépe konverguje, současně jsou získány přibližné hodnoty charakteristiky čerpadla. ANSYS CFX dovoluje použít dvě nastavení simulace, a to *frozen rotor* a *stage*.

U *frozen rotor* se rotor neotáčí, ale otáčky a momenty hybnosti jsou započítány do toku media. Nevýhodou je, že jsou lopatky stále v jedné poloze a model nepočítá s interakcí mezi rotujícími a nerotujícími částmi. Druhá metoda *stage* je velice podobná. Rozdíl je v provádění obvodového průměrování toků po několika iteracích, což je časově náročnější, ale mělo by být dosaženo lepších výsledků. Ale opět neřeší interakce mezi rotorem a statorem. Z toho vyplývá, že pro řešení vířivých čerpadel nejsou tyto metody vhodné a je nutné použít nestacionární výpočet. [7][24]

Pro výpočet byl použit model turbulence $k-\epsilon$ se stěnovou funkcí *Scalable wall functions*. Ve stacionárním řešení byl použit *frozen rotor*. Nejprve byl výpočet spuštěn s prvními řády přesnosti (*first up wind*) a poté dořešen druhými řády přesnosti (*high resolution*). Po zkonvergování výpočtu, kdy rezidua klesla pod hodnotu 10^{-4} , byl zastaven.

Následuje **nestacionární výpočet**. Nastavení *transient rotor-stator* umožňuje zaznamenat interakce mezi rotorem a statorem, jelikož skutečně dochází k otočení celé sítě při každé iteraci. Jsou tak zachyceny dynamické jevy, ke kterým v čerpadle dochází. [7][24]

U transientního výpočtu je nutné určit *timestep*. Obvykle se nastavuje čas, za jak dlouho se oběžné kolo pootočí o 3° . Dále je nastaven *coefficient loops*, tj. počet iterací v jednom *timestepu*, zpravidla 10-20. Tyto parametry se mění v závislosti na konvergenci. Pokud výpočet nekonverguje, je nutné zadat menší časový krok nebo zvětšit počet iterací, čímž se prodlouží výpočetní čas.

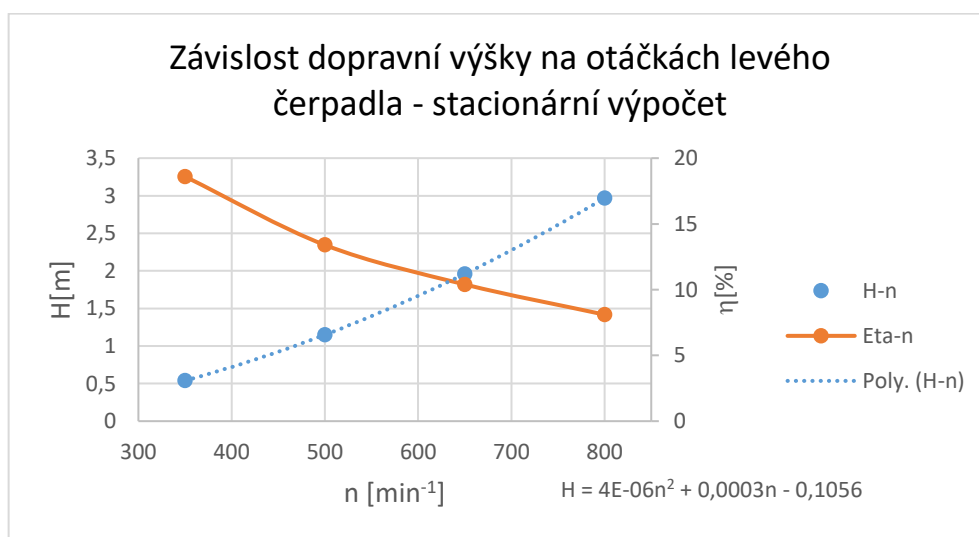
Pro nestacionární výpočet byl také použit model turbulence $k-\epsilon$ se stěnovou funkcí *Scalable wall function*. *Frozen rotor* byl přepnut na *transient rotor-stator*. Podle otáček čerpadla se určil *time step*. Bylo počítáno s druhými řády přesnosti (*high resolution*). Na inicializaci výpočtu byl použit předcházející stacionární výpočet. Výsledek byl brán za uspokojivý po dosažení reziduí pod 10^{-4} a po ustálení cyklování sledovaných hodnot, pak mohla být použita jejich střední hodnota.

3.3.2.2.5 Samotný výpočet

Vzhledem k velkému množství buněk byl pro numerické výpočty využit univerzitní cluster THOR. Jedná se o výkonný počítač pracující pod operačním systémem Linux, jenž se skládá z 56 uzlů, každý uzel obsahuje 16 nebo 28 fyzických jader. Úlohy mohou být řešeny na jednom uzlu nebo rozděleny současně do více uzlů. Použitím clusteru je získán vyšší výpočetní výkon a sníží se výpočetní čas oproti běžným stolním počítačům, které mají běžně jen 4 až 8 jader. Simulace vířivého čerpadla probíhaly na jednom uzlu s 28 jádry, jedna iterace trvala přibližně jeden a půl minuty.

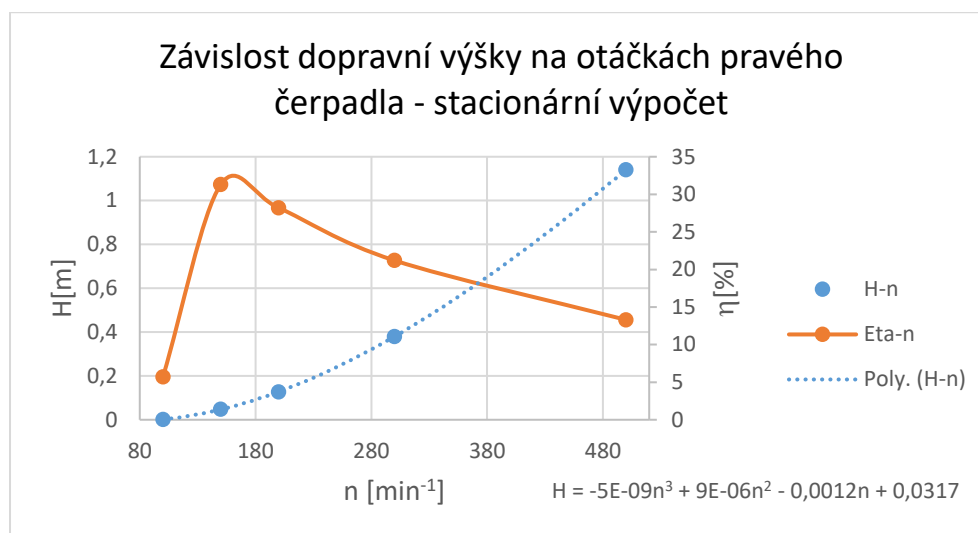
3.3.2.3 Určení otáček pro požadovanou dopravní výšku čerpadel

Přibližné otáčky obou čerpadel byly určeny pomocí afinních vztahů. Během konstrukce došlo k dalším úpravám, jež ovlivňují výsledné otáčky pro požadovanou dopravní výšku. Byly vytvořeny grafy závislosti dopravních výšek na otáčkách pro obě čerpadla pomocí stacionárních výpočtů a určeny otáčky, pro něž bude vyhodnocena charakteristika čerpadel.



Graf 2- CFD závislost dopravní výšky na otáčkách levého čerpadla - stacionární výpočet

Z grafu je patrné, že při 750 otáčkách nabude čerpadlo dopravní výšky přes 2,5 m. Pomocí rovnice trendu a funkce *solver* bylo v Excelu určeno, že požadovaná výška 1,5 m bude dosažena přibližně při 600 otáčkách za minutu. Na výsledku je pozitivní, že dojde ke snížení o 150 otáček oproti návrhu.



Graf 3- CFD závislost dopravní výšky na otáčkách pravého čerpadla - stacionární výpočet

Stejným způsobem byly určeny otáčky pravého čerpadla. Požadované dopravní výšky je dosaženo přibližně při 185 otáčkách za minutu. Zaznamenaná hodnota je téměř totožná s návrhovými otáčkami.

3.3.2.4 Chování kapaliny v čerpadle

K vyhodnocení chování kapaliny v čerpadle byl použit Ansys CFX Post, který umožňuje grafické znázornění nebo výpočet sledovaných parametrů. V tomto případě bylo sledováno proudění kapaliny v čerpadle, typické proudové pole, tlaky na lopatkách, vírové struktury a smykové napětí na levém čerpadle při 600 otáčkách za minutu a na pravém při 185 otáčkách za minutu.

Wall Y^+ [35]

V této úloze nebylo předmětem zájmu sledovat chování kapaliny přímo v mezní vrstvě, a proto byly využity stěnové funkce, které umožnily použít hrubší síť a urychlit výpočet. Bezrozměrný parametr Y^+ by se měl pohybovat v rozmezí 20 až 120, aby funkce prováděly korektní výpočet.

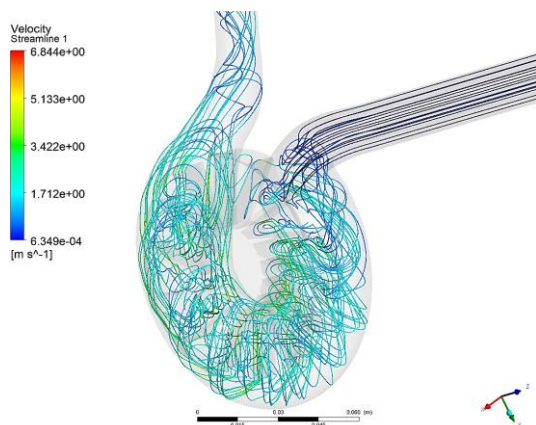
$$Y^+ = \frac{u_t \cdot y}{\nu}$$

Ze vztahu vyplývá, že je Y^+ závislé na charakteru proudění, tudíž lze tento parametr ověřit až během výpočtu. Pokud by byly hodnoty příliš velké, musela by být upravena výpočetní síť zmenšením vzdálenosti mezi první buňkou a stěnou.

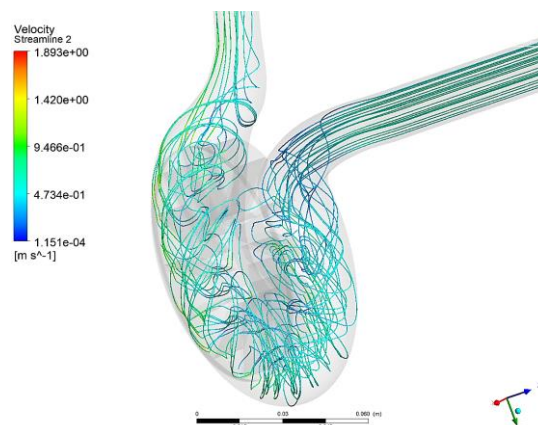
V celé doméně levého čerpadla dosahuje Y^+ maxima 202 pouze ve spoji spáry s hřídelí, pro celkový charakter je to ale nepostatné. Ve zbytku čerpadla se pohybuje Y^+ pod 58. Pravé čerpadlo se chová obdobně s maximem 60 a dále nepřesahuje hodnotu 15. Malé hodnoty Y^+ nejsou překážkou, jelikož stěnová funkce *Scalable* řeší příliš jemnou síť tím, že zahrnuje do výpočtu uzly, které mají hodnotu Y^+ větší než 11 a s menšími nepočítá.

Povaha proudění

Vizualizace proudění byla provedena pomocí *streamlines* (proudnic). Na následujících obrázcích je vyobrazen typický spirálovitý pohyb kapaliny ve vířivém čerpadle, kdy kapalina projde několikrát oběžným kolem během jednoho cyklu. Průběh rychlostí na proudnicích je v každé smyčce přibližně stejný, ale postupně se zvyšuje tlak.



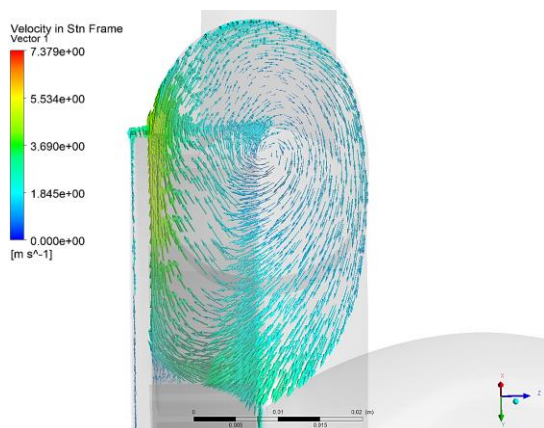
Obr. 33 - Proudnic levého čerpadla



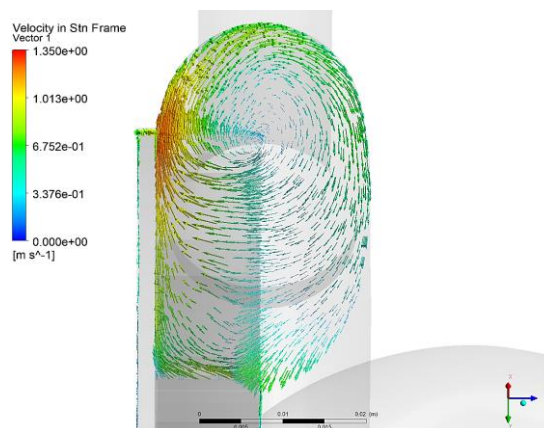
Obr. 34 - Proudnic pravého čerpadla

Proudové pole v mezilopátkovém prostoru

Byl proveden radiální řez středem mezilopátkového prostoru. Na něm je vykresleno proudové pole, jež rotuje kolem rohu lopatky. Na obrázku Obr. 35 a Obr. 36 je patrný vliv spáry. V horní části kapalina plynule teče kolem stěny a vektory rychlosti jsou přibližně tečné ke stěně, naopak v dolní části směřují vektory rychlosti do spáry a až následně jsou narovnávány v mezilopátkovém prostoru. Proudění kapaliny do spáry může být ovlivněno jak profilem kanálku a lopatek, tak i tlakovou diferencí mezi vstupem a výstupem čerpadla.



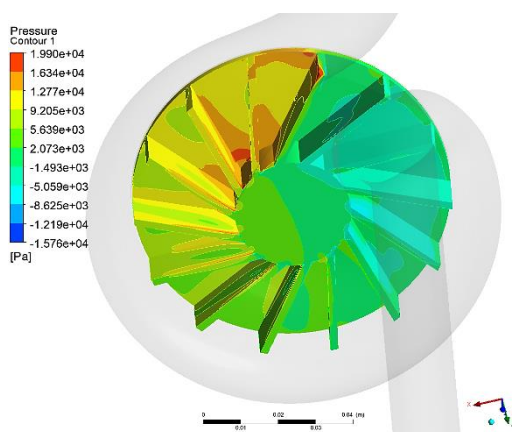
Obr. 35 - Rychlostní pole v mezilopátkovém prostoru levého čerpadla



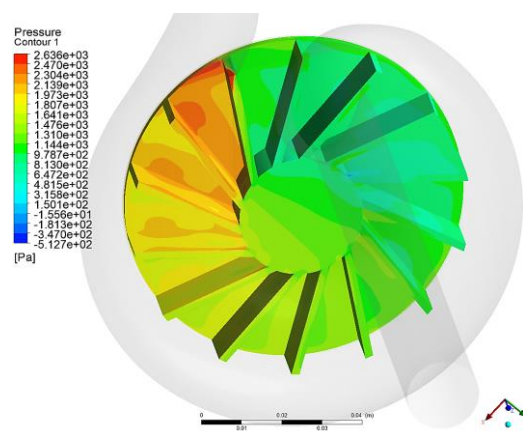
Obr. 36 - Rychlostní pole v mezilopátkovém prostoru pravého čerpadla

Průběh tlaku

Trend průběhu tlaků na lopatkách přibližně odpovídá průběhu tlaku na spirále. Při vstupu kapaliny do oběžného kola nastává mírný podtlak, jenž se během cyklu postupně zvyšuje. V momentě průchodu lopatky oddělovačem dochází k rapidnímu podlesu tlaku. Nejvyšší tlak je dosažen na horní hraně lopatky a horní vstupní hraně oddělovače při jejich míjení.



Obr. 37 - Tlak na lopatkách levého čerpadla



Obr. 38 - Tlak na lopatkách pravého čerpadla

Vírová struktura [39]

Vírová struktura byla určena na základě Q-kriteria, jež vychází z tenzoru úhlové rychlosti a tenzoru rychlosti deformace.

Tenzor rychlosti deformace:

$$v_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (18)$$

Tenzor úhlové rychlosti:

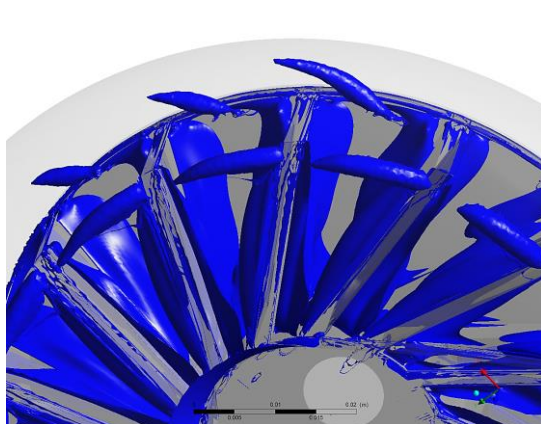
$$\omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (19)$$

Q- kritérium:

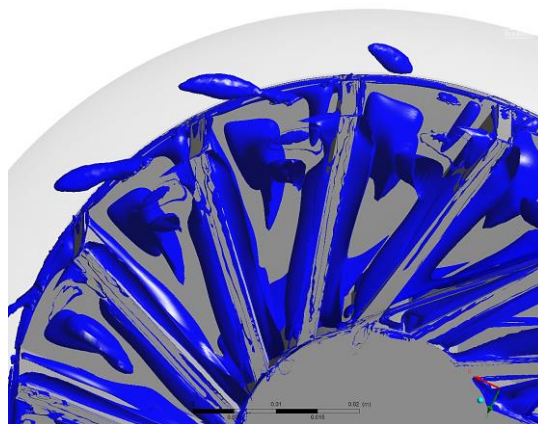
$$Q = \frac{1}{2} \left([\omega_{ij}]^2 - [v_{ij}]^2 \right) > 0 \quad (20)$$

Posléze je vírová struktura definována jako spojitá oblast tekutiny, která splňuje dané kritérium $Q > 0$.

První skupina vírů vzniká přímo na lopatkách a jsou v celém cyklu relativně stálé. Další skupina se tvoří nad lopatkami a v případě pravého čerpadla i v mezilopátkovém prostoru. Během průchodu čerpadlem zde dochází k postupnému nárůstu struktury.



Obr. 39 - Vírová struktura na lopatkách levého čerpadla



Obr. 40 - Vírová struktura na lopatkách pravého čerpadla

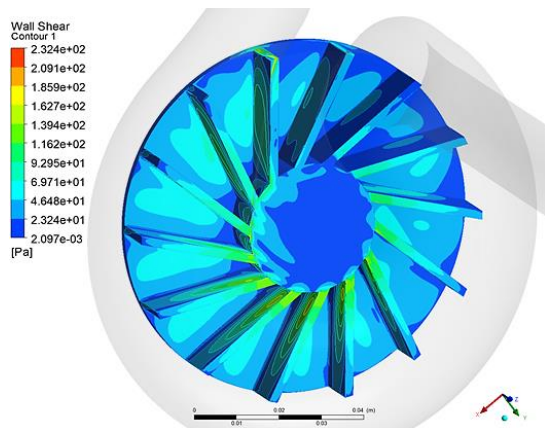
Smykové napětí

Jeden z hlavních omezení krevních čerpadel je hemolýza, jež vzniká také vlivem vysokého smykového napětí.

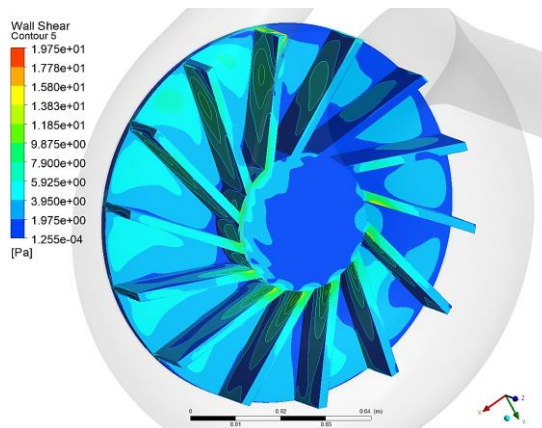
Smykové napětí na stěně [35]:

$$\tau = \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (21)$$

Na lopatkách dochází k největšímu smykovému napětí na horní hraně lopatky, když mívá vstupní hranu oddělovače. V průběhu cyklu dochází k nárůstu na boční hraně lopatek u náboje.

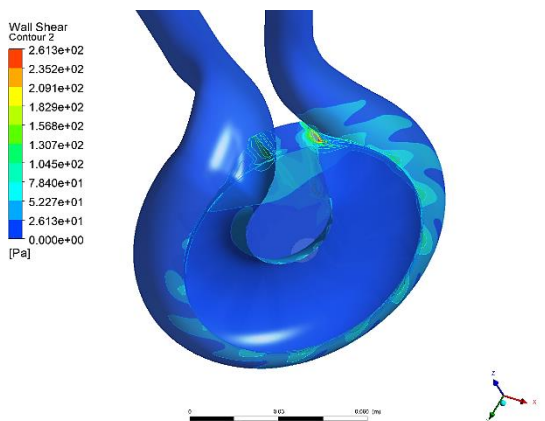


Obr. 41 - Smykové napětí na lopatkách levého čerpadla

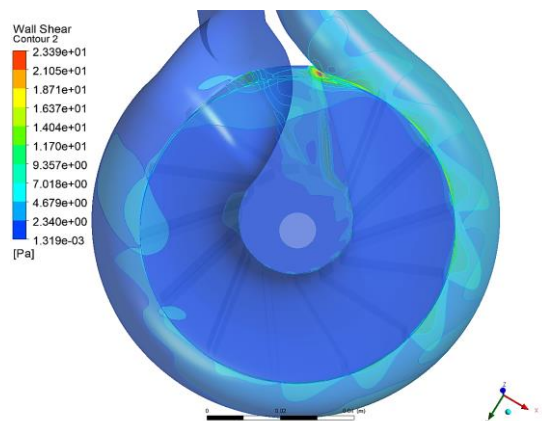


Obr. 42 - Smykové napětí na lopatkách pravého čerpadla

Nejproblémovějším místem je horní nátoková hrana oddělovače, na níž dochází k nejvyšším smykovým napětím v celém čerpadle. Na levém čerpadle tato hodnota dosahuje $261,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}$ a na pravém $233,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}$.



Obr. 43 - Smykové napětí na spirále levého čerpadla

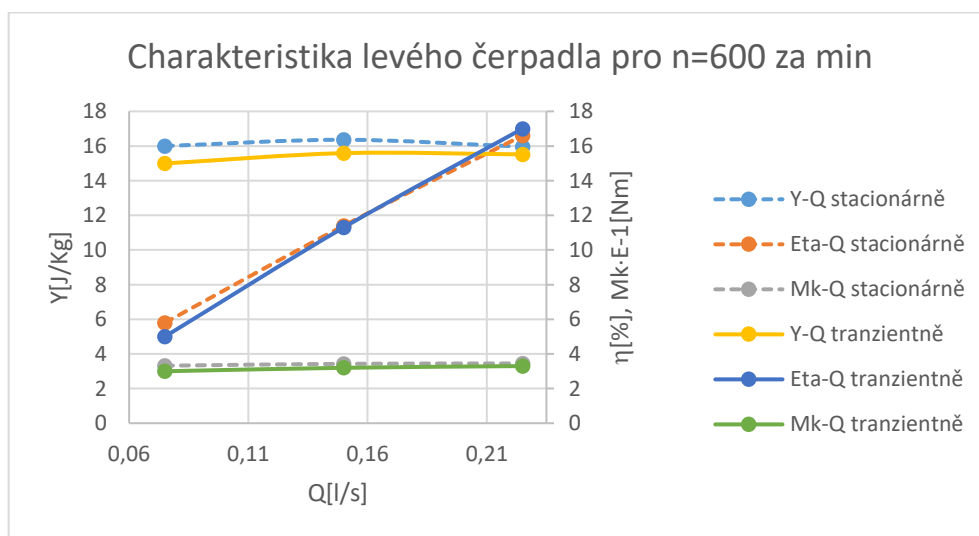


Obr. 44 - Smykové napětí na spirále pravého čerpadla

Během čerpání by nemělo docházet k okamžitě destrukci červených krvinek. Objevují se zde místa se smykovým napětím převyšujícím 150 Pa, která by mohla způsobit hemolýzu vlivem cyklického namáhání.

3.3.2.5 Charakteristika a parametry levého čerpadla

Byly dopočítány další dva body při 600 otáčkách za minutu s 50 % průtokem a 150 % průtokem. Tím vznikla částečná charakteristika čerpadla. Na grafu je znázorněn rozdíl mezi stacionárním a tranzientním výpočtem. U nestacionárního výpočtu jsou získány nižší měrné energie. Jejich trend by neměl být konstantní, měl by klesat. Příčinou může být výpočet výpočtem bodů daleko od optima v blízkosti závěrného bodu. Podle rostoucí účinnosti lze předpokládat, že optimum čerpadla bude při vyšších průtocích.



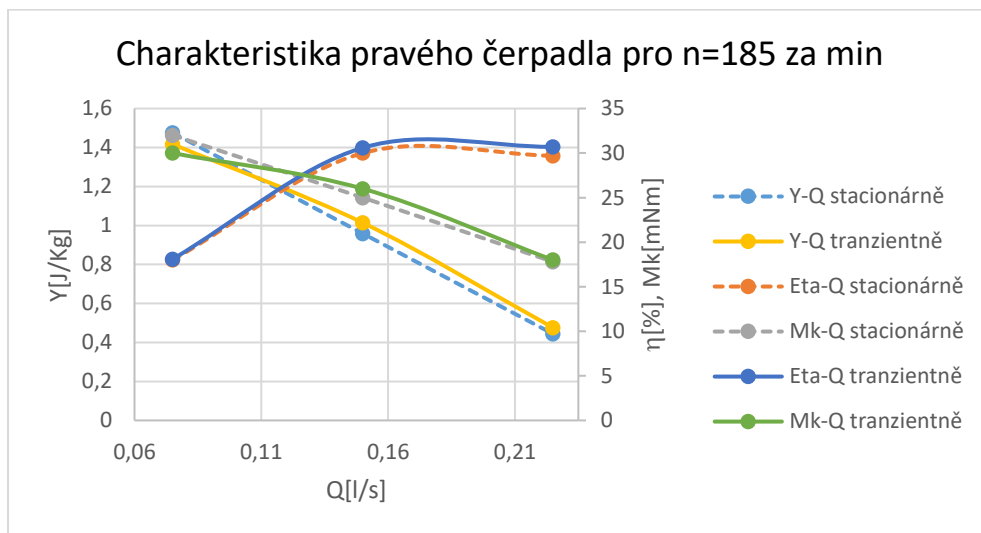
Graf 4 - CFD charakteristika levého čerpadla pro $n=600$ za min

Parametry levého čerpadla			
Otáčky	n_L	600	$[\text{min}^{-1}]$
Průtok	Q	0,15	$[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$
Měrná energie	Y_L	15,59	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Dopravní výška	H_L	1,59	$[\text{m}]$
Tlak na vstupu	P_{1L}	-1780	$[\text{Pa}]$
Tlak na výstupu	P_{2L}	16323.4	$[\text{Pa}]$
Krouticí moment	M_{kL}	0,32	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
Účinnost	η_L	11,3	$[\%]$

Tab. 1 - CFD parametry levého čerpadla

3.3.2.1 Charakteristika a parametry pravého čerpadla

Stejným způsobem bylo postupováno u pravého čerpadla. V tomto případě nejsou rozdíly mezi typy výpočtů tak velké jako v předchozím případě. Návrhový bod se přibližuje optimu.



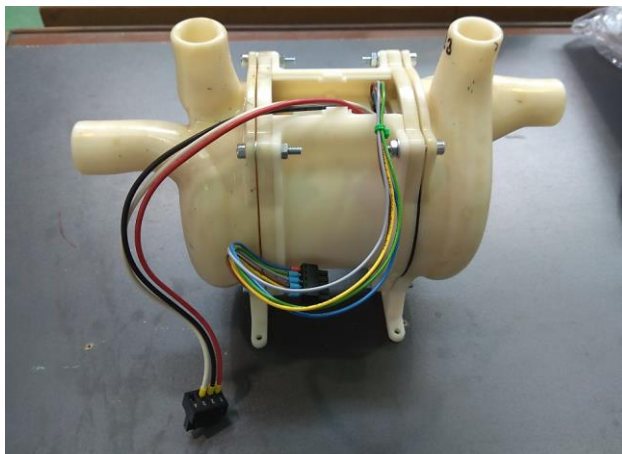
Tab. 2 - CFD charakteristika pravého čerpadla pro $n=185$ za min

Parametry pravého čerpadla			
Otáčky	n_L	185	$[\text{min}^{-1}]$
Průtok	Q	0,15	$[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$
Měrná energie	Y_L	1,01	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Dopravní výška	H_L	0,10	$[\text{m}]$
Tlak na vstupu	P_{1L}	-1780	$[\text{Pa}]$
Tlak na výstupu	P_{2L}	16323.4	$[\text{Pa}]$
Krouticí moment	M_{kL}	0,026	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
Účinnost	η_L	30,6	$[\%]$

Tab. 3 - CFD parametry pravého čerpadla

3.3.3 Experiment

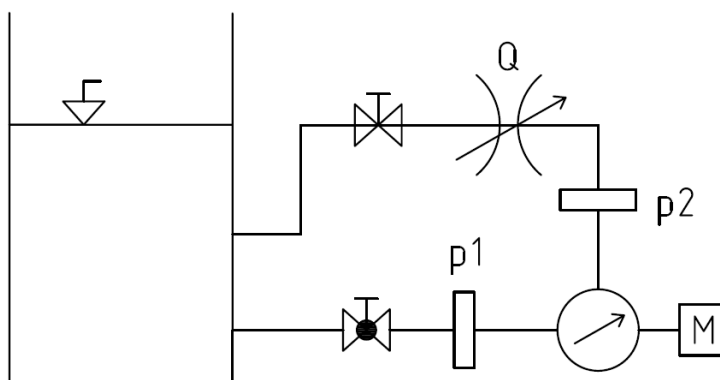
Dle konstrukčního návrhu byly navržené díly vyrobeny na 3D tiskárně z ABS plastu. Dále byly dodány diskové motory, řídicí jednotka a gufera. Po sestavení vznikl funkční model vířivého čerpadla, který byl odměřen v laboratořích Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana.



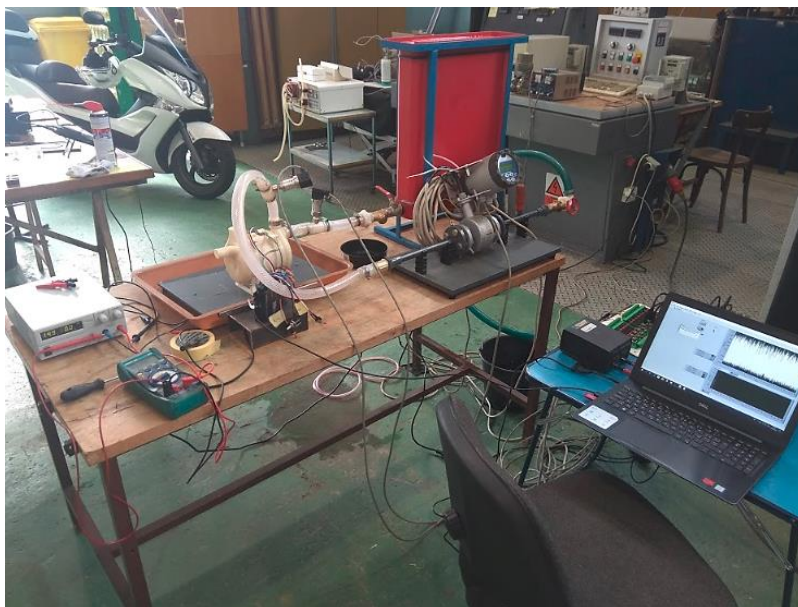
Obr. 45 - Funkční model vířivého čerpadla

3.3.3.1 Měřicí trať

Pravé i levé čerpadlo je totožné. Každé z nich je schopno pracovat samostatně, proto mohla být postavena měřicí trať pouze pro jedno čerpadlo a na ní postupně provést všechna měření. Trať se skládá ze sací nádrže, kulového kohoutu, čerpadla s motorem, dvou tlakových snímačů na výtoku a sání čerpadla, průtokoměru a škrtkového ventilu.



Obr. 46 - Schéma měřicí tratě



Obr. 47 - Měřicí trať

3.3.3.1 Měřené veličiny

p_1	[kPa]	Tlak na sání
p_2	[kPa]	Tlak na výtlaku
Q	[l/s]	Průtok
P_M	[W]	Příkon motoru
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru

3.3.3.2 Měřicí technika

- Snímač tlaku **p₁** DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 0 až 1,6 bar (A), přesnost $\pm 0,25$ % z rozsahu, proudový výstup 0-20 mA, v.č. 111160122;
- Snímač tlaku **p₂** DMP 331, výrobce BD SENZORS s.r.o. Uh. Hradiště, měřicí rozsah 0 až 1,6 bar (A), přesnost $\pm 0,25$ % z rozsahu, proudový výstup 0-20 mA, v.č. 111160122;
- Snímač průtoku **Q** MQI 99 - CN, výrobce Ela spol. s.r.o. Brno, DN 10, měřicí rozsah 0 až 5 m³·hod⁻¹, přesnost $\pm 0,3$ % z měřené veličiny, proudový výstup 4-20 mA, v.č. 10597;
- Snímač otáček **n**;
- Snímač příkonu **P_M**, digitální multimetr Unigor 390, výrobce LEM NORMA GmbH, měřicí rozsah 0 až 10 000 W, přesnost 1 mW při rozsahu do 10W, 10mW při rozsahu do 100W.

3.3.3.3 Výpočetní vztahy

Měrná energie:

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{Q^2}{2 \cdot S_2^2} \quad (22)$$

Účinnost:

$$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{P_M} \quad (23)$$

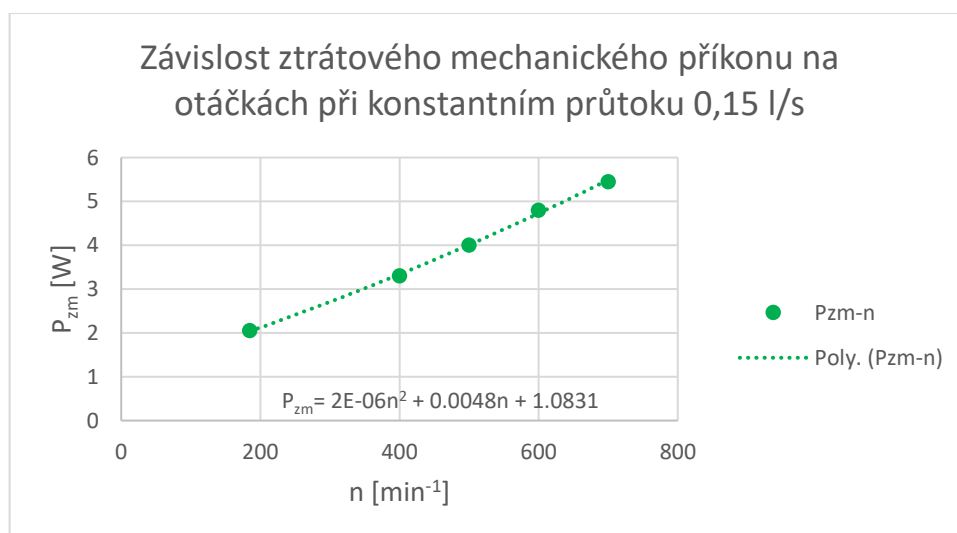
Nejistoty měrné energie:

$$u_{BY} = \sqrt{\left(\frac{u_{Bp2}}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{u_{Bp1}}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{u_{BQ} \cdot Q}{S_2^2}\right)^2} \quad (24)$$

3.3.3.4 Výsledky měření

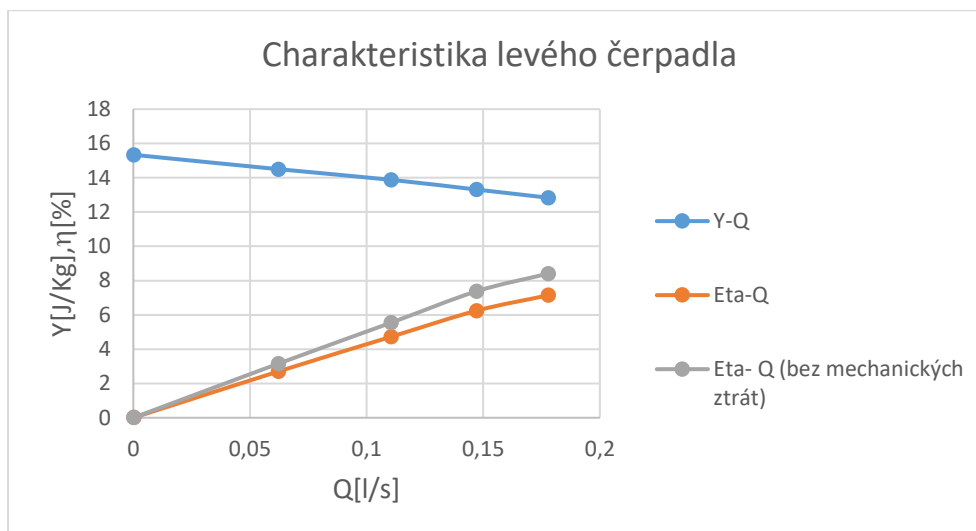
Čerpadlo bylo proměřeno bez vody naprázdno, čímž byl získán ztrátový mechanický výkon, pak při návrhových konstantních otáčkách 600 min^{-1} a 185 min^{-1} pro 5 různých průtoků. Postupně byl snižován průtok od úplného otevření škrticího ventilu až po úplné uzavření. Dále byly měřeny různé otáčky při konstantním návrhovém průtoku $0,15 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Z naměřených veličin byla dopočítána měrná energie a celková účinnost a účinnost bez mechanických ztrát.

Není možné určit hydraulickou účinnost, protože řídicí jednotka vypisuje pouze hodnoty aktuálního proudu s otáčkami a v celkovém měřeném příkonu jsou zahrnuty veškeré ztráty. Omezením je maximální dovolený proud v motoru. Jeho hodnota činí $6,39 \text{ A}$, které je dosaženo přibližně při otáčkách 700 min^{-1} . Z toho vyplývá, že charakteristika nad tyto otáčky nelze proměřit.



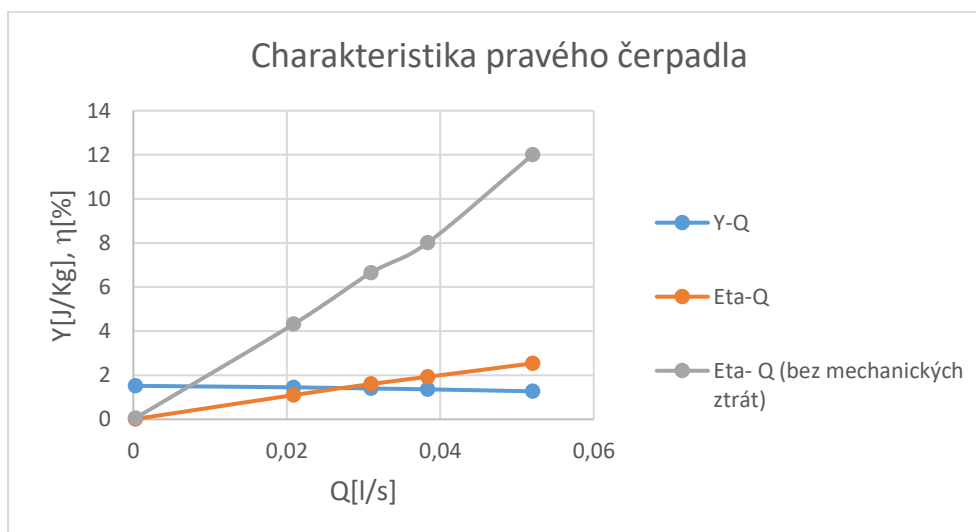
Graf 5 - Graf závislosti mechanického ztrátového příkonu a otáček

Z rovnice trendu byl dopočítán mechanický ztrátový příkon pro otáčky pracovních bodů. To umožnilo určit účinnost bez mechanických ztrát v charakteristikách čerpadel.



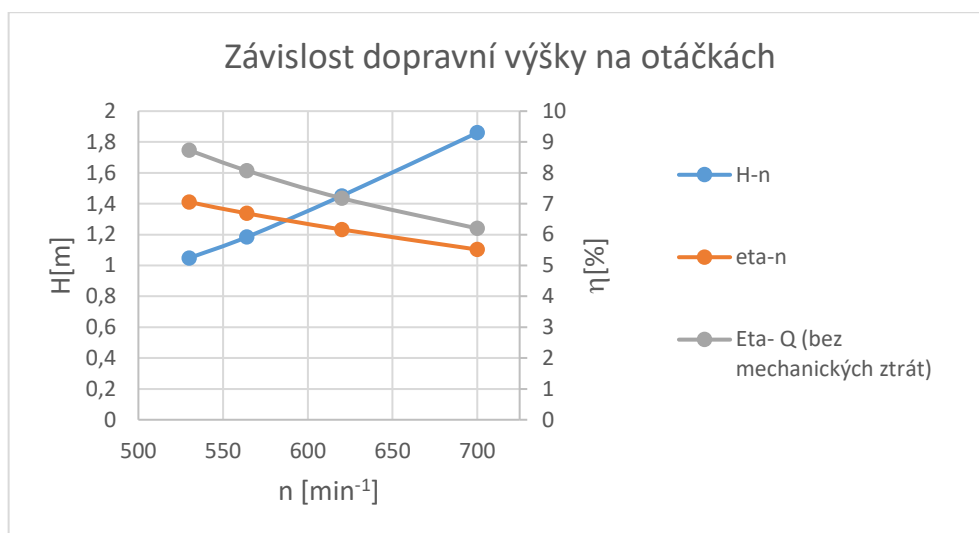
Graf 6 – Experiment- charakteristika levého čerpadla

Při plném otevření škrticího ventilu dosahuje levé čerpadlo maximálního průtoku $0,18 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Dopravní výška návrhového bodu je 1,35 m s celkovou účinností přes 6 %. Z trendu grafu vyplývá, že se návrhový bod nachází před optimem čerpadla.



Graf 7 – Experiment - charakteristika pravého čerpadla

Návrhový bod nebyl dosažen, jelikož při maximálním otevření šoupátka dosahoval průtok pouze $0,05 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$.



Graf 8 – Experiment- závislost dopravní výšky a účinnosti na otáčkách

Čerpadlo je schopno čerpat požadovaný průtok až od 530 otáček. Při nižších otáčkách nejsou překonány ztáty v měřící trati. Důsledkem je snížení požadovaného průtoku v nízkých otáčkách. Z rovnice trendu grafu závislosti dopravní výšky byly dopočítány potřebné otáčky pro dopravní výšku 1,5 m, jež činí 630 min⁻¹.

Ovlivnění měření

Zásadní vliv na výsledky měření měl průsak čerpadlem. Největší byl zejména na spoji mezi spirálou a vložkou, dále na těle spirály vlivem prolínání vody ABS plastem. Během měření prvního čerpadla (185 ot.·min⁻¹) docházelo pouze ke kapání vody, se zvyšováním otáček nastal plynulý průtok, který se nadále zvětšoval.

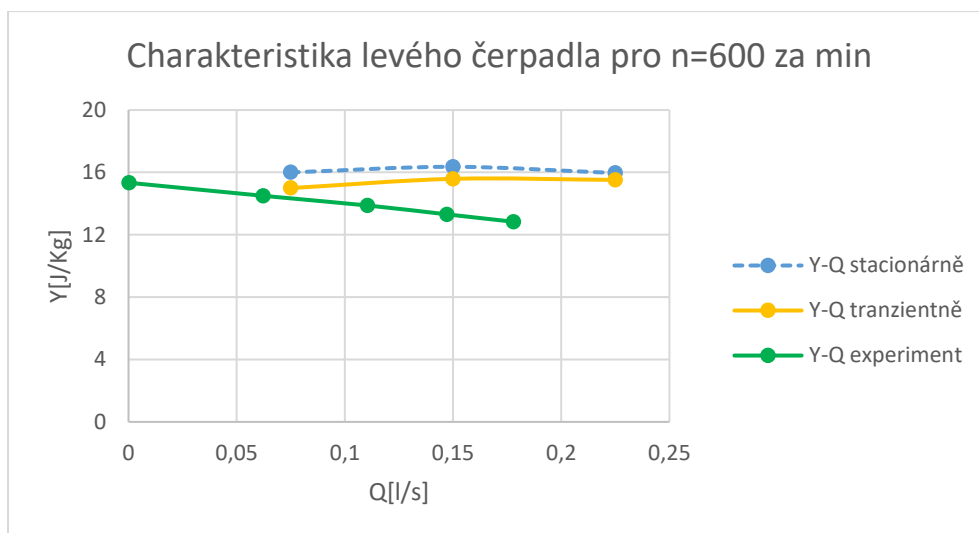


Obr. 48 - Průsak čerpadlem

Oběžné kolo čerpadla bylo měřeno na házivost, jež ovlivňuje chování kapaliny v čerpadle. Při prvních měřeních dosahovala hodnot 0,5 mm, po úpravách oběžného kola byla házivost snížena na 0,1 mm. Oběžné kolo bylo později uloženo tak, aby během chodu nedocházelo ke kontaktu s nepohyblivými částmi čerpadla. Výsledná velikost spáry nelze ověřit.

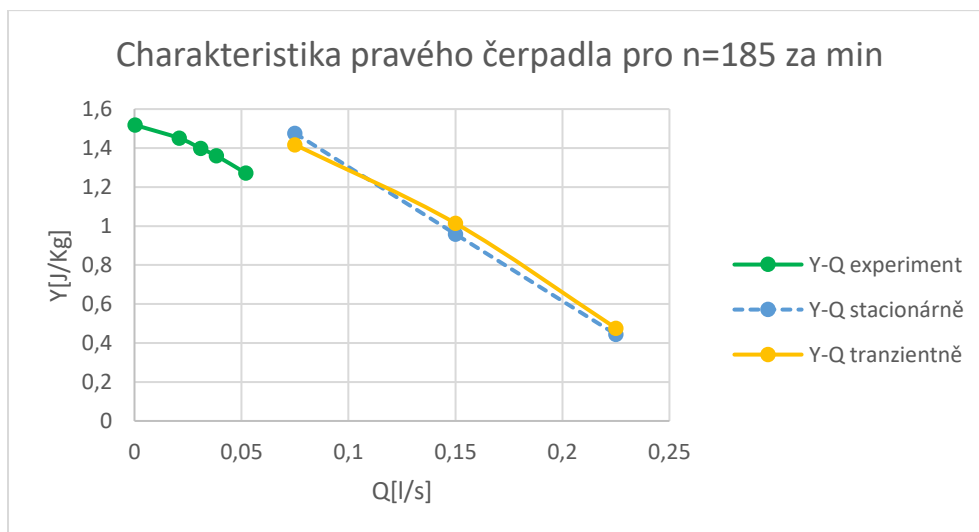
3.3.4 Porovnání experimentu s CFD výpočtem

Byly porovnány jednak měrné energie v závislosti na průtoku při konstantních otáčkách, rovněž dopravní výšky v závislosti na otáčkách při konstantním průtoku mezi stacionárním výpočtem, nestacionárním výpočtem a experimentem.



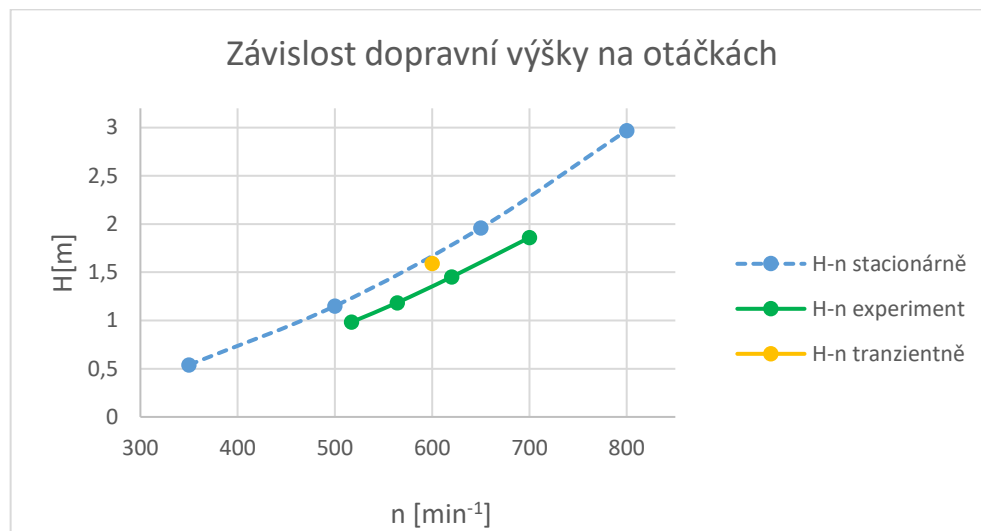
Graf 9 - Porovnání měrných energií v závislosti na průtoku při $n=600$ za minutu

V návrhovém bodě je rozdíl měrných energií mezi nestacionárním výpočtem a experimentem 17,5 %. Trendy grafu simulace a experimentu sobě neodpovídají. To může být způsobeno tím, že pracovní bod čerpadla se blíží závěrnému bodu. V místě dochází k vyšším nepřesnostem numerických výpočtů.



Graf 10 - Porovnání měrných energií v závislosti na průtoku pro $n=185$ za min

Rozdíl mezi výpočtem a experimentem nelze v tomto případě porovnat přímo. Pokud by pokračoval trend grafu nestacionárního výpočtu, byl by rozdíl pracovních bodů při průtoku $0,05 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ 19 %.



Graf 11 - Porovnání dopravních výšek v závislosti na otáčkách při konstantním průtoku

Trendy křivek jsou podobné. U experimentu není tak strmý průběh, patrně je to způsobeno vlivem ztrát, zejména průsaků, které narůstají s otáčkami. Při $500 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$ je rozdíl mezi nestacionárním výpočtem a experimentem kolem 8 %, načež postupně narůstá, a při $700 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$ je už 12 %. Pokud by byly dopočítány další body nestacionárního výpočtu, byl by pravděpodobně rozdíl mezi ním a experimentem menší než u stacionárního výpočtu.

Shrnutí

Požadovaná dopravní výška při průtoku $0,15 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ u levého čerpadla je experimentálně dosažena při otáčkách 630 min^{-1} , to je pouze o 30 otáček víc oproti numerickému řešení. Pravé čerpadlo bylo schopno čerpat maximálně $0,05 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Pokud by čerpadlo překonalo ztráty tratě a byl změřen návrhový bod, tak lze předpokládat, že by pro získání dopravní výšky bylo nutné také zvýšit otáčky.

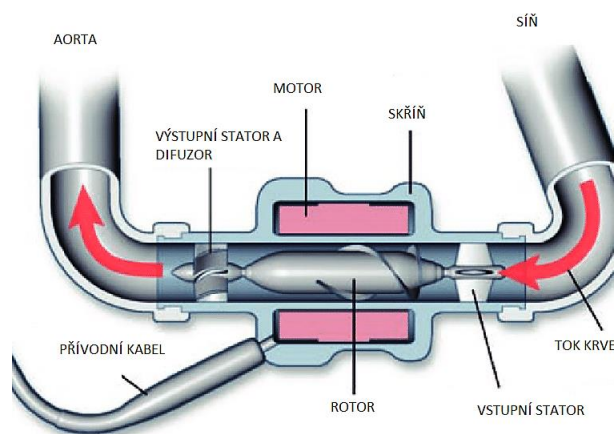
Nejvyšší smykové napětí vzniká na vstupní hraně oddělovače a horní straně lopatky při jejich míjení. V návrhových bodech činí tato hodnota $261,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$ na levém čerpadle ($600 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$) a $233,9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$ na pravém ($185 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$). Rozdíl smykového napětí mezi čerpadly je jen $27,4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$. Z toho vyplývá, že hodnota není příliš ovlivněna změnou otáček.

4 Čerpadlo s prstencovým motorem jako srdeční náhrada

Pacientům čekajícím na transplantaci srdce může pomoci LVAD. Například pražský Ikem provede ročně desítky operací, kdy je přemostěno levé srdce krevním čerpadlem. [1] Jedná se o axiální čerpadlo poháněné prstencovými motory. Krev vstupuje do axiálního čerpadla přes vstupní žebrovaní, projde přes rotor a následně je proud krve narovnan výstupními statorovými lopatkami.

4.1 Analýza konceptu tandemového čerpadla s prstencovým motorem

Jedním z cílů práce je vytisknout a sestavit tandemové čerpadlo s prstencovým motorem, jež by mělo sloužit jako náhrada levého srdce. Sestava byla navržena v předchozích diplomových pracích. Ing. Tomáš Vrbka navrhl oběžná kola a Ing. Karel Trlica konstrukční řešení sestavy s využitím prstencových motorů. Dalším krokem bude odměření charakteristiky čerpadla, které mělo být součástí minulých prací, ale neuskutečnilo se z důvodu pozdního dodání prstencových motorů.



Obr. 49 - LVAD Heartmate II [23]

Základní parametry tandemového čerpadla		
Charakteristika	Jednotky	Levé srdce (tělní)
Průtok	$[\text{l} \cdot \text{s}^{-1}]$	0,12
Dopravní výška	[m]	1,2
Tlak na výstupu	[kPa]	16
Průměr vstupu	[mm]	20
Průměr výstupu	[mm]	20

Tab. 4- Základní parametry tandemového čerpadla

4.1.1 Konstrukce tandemového čerpadla

Návrh vychází z konstrukce mechanických pump, viz Obr. 49. Jedná se o axiální čerpadlo. Hlavním rozdílem oproti používaným srdečním náhradám je nahrazení satorových lopatek s funkcí narovnání proudu krve druhým oběžným kolem s opačnou rotací, které bude plnit stejnou funkci.

4.1.1.1 Prstencové motory

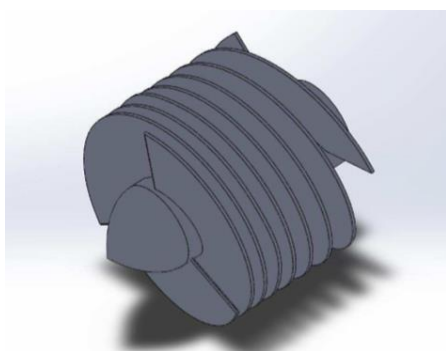
Použití prstencových motorů vychází z funkčních náhrad LVDA, kde jsou také použity. Byl zakoupen motor Kollmorgen KBMS-17H01-B-00 s frekvenčním měničem AKD-P00607NBEI-E000. Tento motor o jmenovitém výkonu 955 W, špičkových krouticím momentem 6,14 Nm, s regulovatelnými otáčkami do 8125 ot/min je pro toto řešení zbytečně výkonný, jelikož se předpokládá potřebný výkon pouze 1,04 W a krouticí moment $1,28 \cdot 10^{-3}$ Nm. Vhodnější motor, jenž by splňoval požadované parametry s nižšími výkony, by se zřejmě musel vyrobit na zakázku.



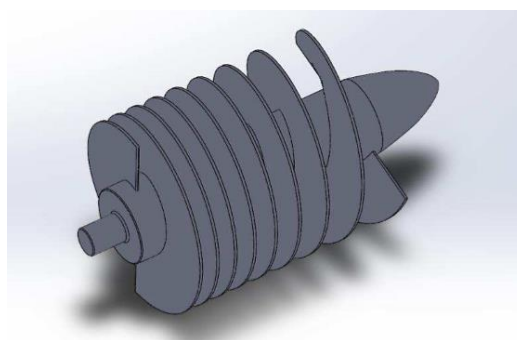
Obr. 50 - Prstencové motory Kollmorgen KBM Series [22]

4.1.1.2 Oběžná kola

Rozměry oběžných kol jsou limitovány velikostí prstencových motorů. Použití dvou kol umožňuje rozdělit dopravní výšku mezi dvě čerpadla. Byla rozdělena rovnoměrně na každé oběžné kolo, tedy 0,6 m. Počet lopatek byl zvolen s ohledem na ochranu před vysokofrekvenční pulzací, na prvním kole je lichý počet tří lopatek a na druhém sudý počet dvou lopatek. Následně byly určeny otáčky na 7700 min^{-1} . Byly napočítány rychlostní trojúhelníky a získána geometrie metodou lineární změny úhlu β s konstantní tloušťkou lopatky. Pro získání geometrie náboje byla použita teorie pro návrh náboje Kaplanovy turbíny.



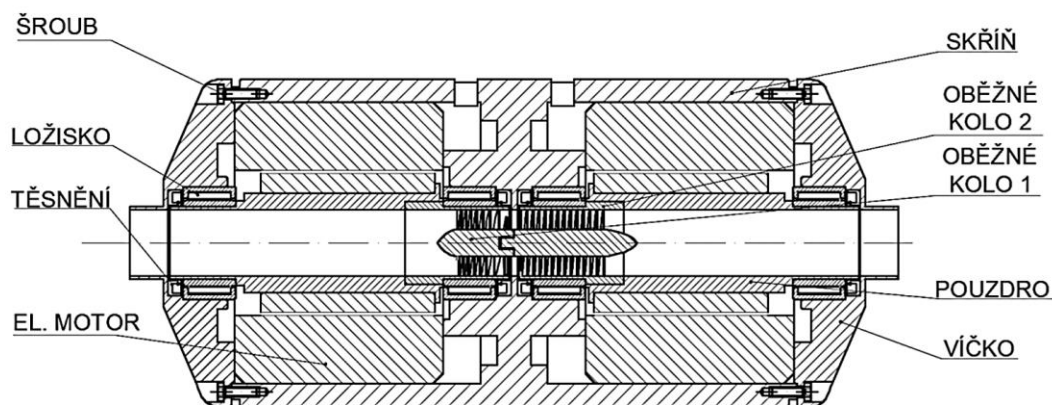
Obr. 51 - První oběžné kolo



Obr. 52 - Druhé oběžné kolo

4.1.2 Sestava tandemového čerpadla

Bylo vytvořeno několik variant konstrukčního řešení. Pro naměření charakteristiky v laboratořích ústavu s ohledem na výrobu a měření byla zvolena varianta č. 4. V dalších verzích bylo uvažováno užití magnetických ucpávek.



Obr. 53 - Sestava tandemového čerpadla

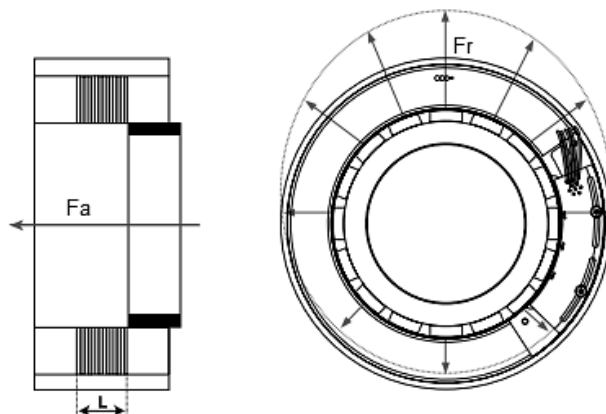
Oběžná kola jsou vlisována do duté hřídele, na niž je nasazena druhá dutá hřídel. Tím dojde k prodloužení hřídele tak, aby na ni mohl být uprostřed uložen permanentní magnet prstencového motoru a na okrajích ložiska. Ložiska a druhá část motoru jsou uloženy ve skříni, která se skládá z jednoho hlavního bloku a víka. Na utěsnění jsou použita gufera.

4.2 Specifické požadavky použitých součástí a parametry technologie 3D tisku

V každé sestavě do sebe musí všechny komponenty perfektně zapadat. Použití jednoho dílu obvykle ovlivňuje použití a úpravy dalších. Výroba čerpadla je podmíněna uvažováním některých dalších parametrů.

Uložení motorů

Stator a rotor motoru je dodáván samostatně. Součásti lze výhodně zakomponovat přímo do těla s ohledem na požadované místo. Stator je zpravidla uložen ve skříni současně spolu s ložisky. Na hřídel je nasazen rotor. Poté je rotor vsunut do statoru a uložen v ložiscích. Je třeba docílit co nejpresnějšího uložení, aby nedošlo k excentricitě mezi statorem a rotorem, jelikož pak dojde ke vzniku radiálních a axiálních sil.



Obr. 54 - Vznik axiálních (vlevo) a radiálních (vpravo) sil při vyoseném uložení (upraveno) [22]

Výpočet radiální síly v závislosti na excentricitě podle katalogu [22]:

$$F_{RC} = F_R \cdot \frac{L_s}{25} \quad (25)$$

$$F_{RC} = 241 \cdot \frac{30,15}{25} = 290,646 \frac{\text{N}}{\text{mm}_{\text{excentricity}}}$$

Výpočet maximální axiální síly, která může vzniknout v motoru podle katalogu [22]:

$$F_{ACmax} = F_A \cdot \frac{L_s}{25} \quad (26)$$

$$F_{ACmax} = 169 \cdot \frac{30,15}{25} = 203,81 \text{ N}$$

Z výpočtů je patrné, že při nepřesném uložení mohou vzniknout velké radiální i axiální síly. Mezi statorem a rotorem je žádoucí dosáhnout co nejmenší excentricity. To souvisí s uložením statoru, ložisek hřídele a rotoru. Funkční plochy těchto dílů musí být po osazení souosé s velkou přesností. S tím souvisí i minimální drsnost povrchu na těchto plochách. Na hřídeli je třeba tolerovat válcovitost a celkové házení. Pokud nebudou tyto parametry dodrženy, není zaručena následná optimální práce motoru a může dojít k jeho poškození. To se týká také nerovnoměrně zatěžovaných ložisek a hřídele.

Použití Gufera [28]

Gufero je strojní součást zajišťující utěsnění rotačních součástí. Zabezpečují statickou a dynamickou těsnost. Statickou těsnost zástavbového prostoru plní vnější plášť gufera, jenž musí být pevně usazen v drážce. Dynamická těsnost probíhá na povrchu rotující součásti, tu zajišťuje těsnící břit. Má menší průměr než hřídel a je osazen tažnou pružinou, čímž je dosaženo předpětí a rovnoměrného rozložení přitlaku na hřídeli. Správná funkce gufera je podmíněna konkrétními parametry hřídele.

Při použití gufera musí hřídel splňovat rozměrovou toleranci minimálně ISO h11 a hodnoty tvrdosti minimálně 45 HRC, v opačném případě by docházelo k výbrusu drážky do hřídele. Další požadavek je na drsnost povrchu v rozmezí $R_a = 0,2$ až $0,8 \mu\text{m}$, vyšší drsnost povrchu zvyšuje tření, které lokálně zvyšuje teplotu. Následkem by bylo vyšší opotřebení břitu a nižší životnost. Pokud na hřídeli vznikne v důsledku obrábění drážkování, může dojít k průsaku vlivem čerpacího efektu. Hřídel by měla mít sražené čelo mezi 15° až 30° s poloměrem zaoblení $0,6$ až 1 mm , aby při montáži nedocházelo k poškození břitu.

Jehlová ložiska [29]

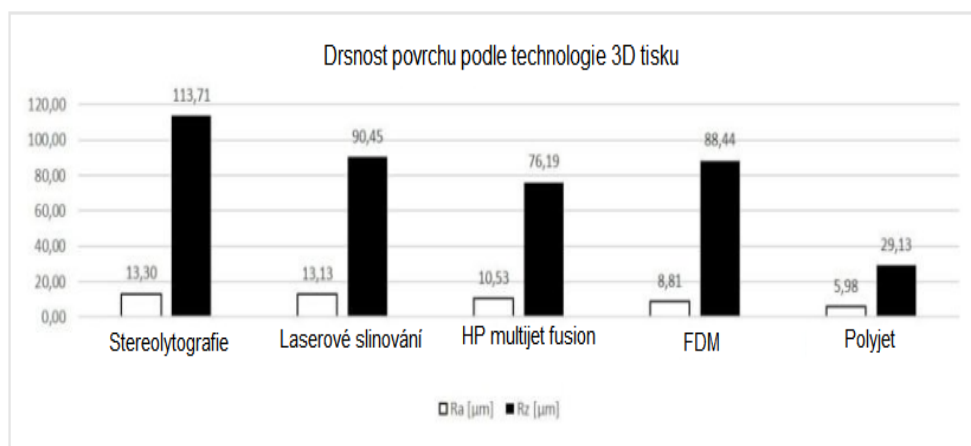
Jedná se o valivé ložisko, které má tenké a dlouhé válečky čili jehly. Toho se využívá při malém zástavbovém prostoru, jelikož je ložisko oproti jiným typům velice tenké. Vyznačuje se vysokou únosností. Jeho nevýhodou je, že může přenášet sílu pouze v jednom směru. Pro tuto aplikaci nebylo navrženo konkrétní jehlové ložisko, ale rozměrově odpovídá např. radiální jehlové ložisko NKI 22/16.

3D tisk navržených komponentů

Volba výroby dílů pomocí 3D tiskárny je pochopitelná. Jedná se o rychlou tvorbu dílů prakticky neomezených tvarů. Avšak i tato technologie má svá omezení a není vhodná pro každou aplikaci.

3D tisk je aditivní metoda, což znamená, že se objekt tiskne po vrstvách. Podle použité technologie a kvality tiskárny může mít vrstva od setiny milimetru do několika desetin milimetru. Aby bylo možné díl vytisknout v požadované kvalitě, je potřeba na sebe nanést několik těchto vrstev. Velmi tenké díly nelze vytisknout všemi metodami a materiály. [31]

Dále může být důležitá i kvalita povrchu zejména na funkčních plochách. Z Obr. 55 je patrné, že technologií 3D tisku nelze získat drsnost povrchu vhodnou pro funkční plochy, pro něž jsou obvyklé hodnoty $R_a=0,8 \mu\text{m}$ nebo $R_a=1,6 \mu\text{m}$. [30]



Obr. 55 - Závislost drsnosti povrchu na některých technologiích 3D tisku (upraveno) [30]

Nejpoužívanějšími materiály pro 3D tisk jsou termoplasty (ABS, PLA). Tyto materiály mají dobré mechanické vlastnosti, ale absorbují vlhkost. V aplikacích, při nichž dochází ke kontaktu s vodou, mohou prolínat. [25][26]

4.3 Rozbor proveditelnosti

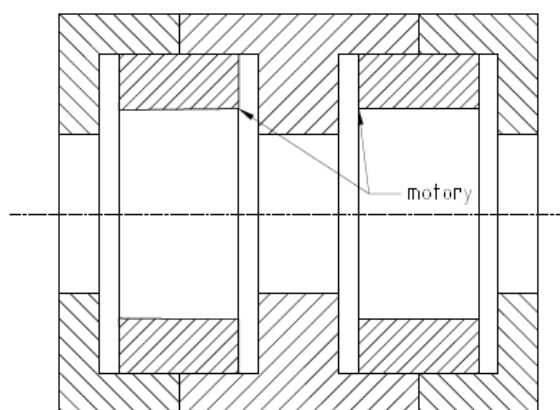
Čerpadlo mělo být vyrobeno podle původního návrhu. Na základě analýzy a nových poznatků je třeba znovu rozebrat některé komponenty z pohledu funkčnosti a výrobitelnosti.

4.3.1 Konstrukční řešení

Návrh počítá s užitím dvou radiálních jehlových ložisek, jež jsou pro přenos axiální síly nepřijatelné. Podle výpočtu čerpadlo při chodu vytváří axiální síly. Pokud dojde k vychýlení statoru v axiálním směru, bude nárůst axiální síly enormní. Proto by mělo být jedno ložisko nahrazeno takovým, které je schopno tuto sílu přenést.

Použití duté hřídele, jež je složená ze dvou kusů, nebylo ve výchozí práci zdůvodněno. U této varianty může dojít k nepřesnému zalisování a následnému vychýlení. Navíc má styčná plocha délku pouze 10,9 mm a vlivem rázů během provozu by mohlo později dojít k prokluzu.

Víko je ke skříni pouze přišroubované. I s pomocí drážek, které se nachází na víku, aby do skříně lépe zapadalo, nemůže být dosaženo požadovaných přesností na uložení. Jedním z možných řešení je rozdělit skříň do tří částí, viz Obr. 56. Každá část by byla nalisována na polovině plochy motoru. Tím by bylo možné dosáhnout požadovaných tolerancí na plochách pro uložení ložisek.



Obr. 56 - Skica návrhu rozdělení skříně čerpadla

4.3.2 Technologie výroby

Obecně lze říci, že výrobou dílů pomocí 3D tisku nelze dosáhnout kvality povrchu, jež je požadovaná na funkčních plochách pro uložení motorů, ložisek a hřídele. Funkční plochy by se musely tisknout s přídavkem materiálu a následně doobrobit. Pokud by byly použity termoplasty, které jsou nejběžnějším materiálem, pak může dojít k prolínání vody do motorů, čímž by pravděpodobně došlo k jejich poškození.

Omezení má také tisk některých dílů. Šířka lopatek oběžného kola je 0,3 mm s minimální mezerou mezi nimi. To vylučuje použití metody 3D tisku FMD, jež je nejrozšířenější a tiskne z termoplastů. Oběžné kolo lze vytisknout, ale pomocí SLA, která tiskne

z pryskyřice. Tento materiál však není vhodný, poněvadž je křehký a mohlo by dojít k rozlomení kola. Další možností je tisk z kovů, ten je v současnosti ekonomicky nepřijatelný.

Hřídel má tloušťku mezikruží v některých místech jen 2 mm. Tisk v určitých tolerancích je možný za podmínek, že na podložku budou tištěny vrstvy mezikruží a s každou další vrstvou se bude prodlužovat jeho délka. Prakticky se jedná o šroubovici. Hřídel přenáší krouticí moment a v místech s vyšší koncentrací napětí, např. v osazení, by pohlo dojít ke stříhu právě na plochách mezi jednotlivými vrstvami tisku. Materiál pro 3D disk má jiné mechanické vlastnosti, je třeba ověřit, zda nedojde k průhybu hřídele.

4.3.3 Shrnutí

Tandemové čerpadlo má z konstrukčního hlediska několik prvků, jež nemusí správně plnit svoji funkci. Především se jedná o přesné uložení všech dílů, aby byly souosé. Je to jeden z hlavních parametrů, jenž by nemusel být splněn podle stávajícího návrhu. Proto je třeba před samotnou výrobou návrh přepracovat s uvažováním nově zjištěných skutečností.

Výroba dílů pomocí 3D tisku je pro tuto sestavu nevhodná, jelikož se nedosáhne požadovaných parametrů. Přesnější uložení a funkčnost sestavy by vyřešilo použití klasické ocelové hřídele a skříň obrobena např. z hliníku.

Po dohodě s vedoucím práce nebude tandemové čerpadlo vyrobeno a odměřeno. Pro výrobu by muselo vzniknout nové konstrukční řešení a použita jiná technologie výroby. To přesahuje rozsah této diplomové práce.

Závěr

Diplomová práce navazuje na výzkum, jenž se zabýval dvěma typy čerpadel navržených jako krevní čerpadla. První přístup pracuje s dvěma vířivými čerpadly, jež nahrazující levé a pravé srdce a jsou uložena v jedné sestavě. V budoucnu by mohla sloužit jako totální srdeční náhrada. Druhý přístup se zabývá modifikací axiálního čerpadla, které se dnes běžně používá jako částečná srdeční náhrada typu LVAD.

V úvodní kapitole se diplomová práce věnuje rozdělení mechanických srdečních podpor. Je uveden základní princip činnosti kardiovaskulárního systému doplněný o popis hemolýzy krve, jež zásadně omezuje návrh krevních čerpadel.

Úvod druhé části seznamuje s charakteristikou, konstrukcí a použitím vířivého čerpadla. Následně je provedena analýza konstrukce, experimentu a CFD výpočtu stávajícího řešení, ve kterém nebylo dosaženo návrhového bodu.

Je vypracováno nové konstrukční řešení, jehož cílem bylo snížit otáčky čerpadla a nabýt požadované dopravní výšky. Do sestavy jsou zakomponovány diskové motory a na základě analýzy jsou optimalizovány jednotlivé díly čerpadla. Velikost sestavy je přizpůsobena rozměrům diskových motorů. Jsou přepočítány rozměry oběžných kol pomocí afinních vztahů se zachováním geometrie, tvar a profil kanálku spirály je upraven. Výsledná sestava se skládá ze dvou stejných čerpadel, která mají rozdílnou požadovanou dopravní výšku řešenou regulací otáček.

Charakteristiky čerpadla byly určeny pomocí CFD výpočtů. Předpokladem pro řešení odpovídajícímu skutečnosti je vytvořit kvalitní výpočetní síť, což je náročnější na výpočetní čas. Byl vytvořen kompromis s 12,8 miliony buněk, v němž byla uvažována i spára mezi oběžným kolem a spirálou. Pro simulaci byl zvolen model turbulence $k - \epsilon$ se stěnovou funkcí *Scalable*. Nejprve byla zjištěna závislost dopravní výšky na otáčkách při konstantním návrhovém průtoku $0,15 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Ze závislosti je určeno, že levé srdce splní požadovanou dopravní výšku při otáčkách 600 min^{-1} a pravé při 185 min^{-1} . Pro uvedené otáčky byly dopočínány stacionárně i nestacionárně 3 různé pracovní body a vykresleny částečné charakteristiky čerpadel.

Navržené díly byly vyrobeny na 3D tiskárně z ABS plastu. Po dodání zbylých komponentů byl sestaven funkční model vířivého čerpadla. Poté bylo provedeno měření totožných návrhových bodů a charakteristik jako u CFD výpočtu tohoto čerpadla v laboratořích Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana.

Požadovaná dopravní výška při průtoku $0,15 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ u levého čerpadla je experimentálně dosažena při otáčkách 630 min^{-1} , to je pouze o 30 otáček víc oproti numerickému řešení. Pravé čerpadlo bylo schopno čerpat maximálně $0,05 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Pokud by čerpadlo překonalo

ztráty tratě a byl změřen návrhový bod, tak lze předpokládat, že by bylo pro získání dopravní výšky nezbytné také zvýšit otáčky.

Nejvyšší smykové napětí vzniká na vstupní hraně oddělovače a horní straně lopatky při jejich míjení. V návrhových bodech činí tato hodnota $261,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$ na levém čerpadle ($600 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$) a $233,9 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$ na pravém ($185 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$). Rozdíl smykového napětí mezi čerpadly je jen $27,4 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$. Z toho vyplývá, že hodnota není příliš ovlivněna změnou otáček.

Výsledky experimentálního měření a numerického výpočtu jsou rozdílné. Odchyly mohou vznikat částečně nedokonalostí modelu, kde například dochází k házivosti oběžného kola $0,1 \text{ mm}$ nebo velkým průsakům při chodu. Z hlediska CFD analýzy by bylo vhodnější použít jiný model turbulence, např. SST, který by lépe dokázal podchytit víření v čerpadle. Tyto modely mají vysoké požadavky na kvalitu sítě, zejména v oblasti mezní vrstvy, jež by měla splňovat $Y^+=1$. Výpočty jsou pak vzhledem k vysokému počtu buněk velmi zdlouhavé, proto nebyly při řešení využity.

Z hlediska dalšího vývoje vířivého čerpadla jako srdeční náhrady je žádoucí zmenšit rozměry sestavy použitím nových menších motorů. Současný návrh byl přizpůsoben diskovým motorům, které byly zakoupeny pro univerzální využití v laboratořích již před vytvořením návrhu čerpadla.

Pokud bude počítán nový hydraulický návrh s podobnými hydraulickými parametry na kvalitní výpočetní síti, v níž je uvažována spára, která silně ovlivňuje proudění v kanálku, viz Obr. 35 a Obr. 36., tak lze předpokládat, že výsledky měrných energií CFD výpočtu a experimentu budou podobné jako v tomto případě.

Závěrečná část se věnuje axiálnímu čerpadlu s prstencovými motory navrženému v minulých diplomových pracích. Je opět provedena analýza stávajícího řešení, která je doplněna o požadované konstrukční parametry. Dále jsou popsány možnosti a omezení technologie výroby 3D tisku sestavy. Čerpadlo mělo být vyrobeno podle původního návrhu. Na základě rozboru proveditelnosti, jenž zahrnuje nově zjištěné skutečnosti, bylo rozhodnuto, že stávající návrh nemusí správně plnit svoji funkci. Jedná se především o přesné uložení jednotlivých dílů, aby byla zajištěna souosost motoru a hřídele. Je tedy nutné současný návrh přepracovat. Rovněž bylo shledáno, že výroba dílů pomocí 3D tisku není pro tuto aplikaci vhodnou technologií, jelikož nebude dosaženo požadované přesnosti uložení a funkčnosti celé sestavy. Vhodnější bude uvedené díly vyrobit obráběním. Nový konstrukční návrh zde není vypracován, poněvadž to přesahuje rozsah diplomové práce, ale může sloužit jako námět k pokračování v této studii.

Seznam použité literatury

- [1] *Institut Klinické a Experimentální Medicíny* [online]. [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <https://www.ikem.cz>
- [2] *Regenerative Turbine Principles* [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.mthpumps.com/turbine.html>
- [3] ČÁPOVÁ, Ludmila. *Vířivé čerpadlo, jako náhrada umělého srdce*. Vysoké učení technické v Brně. Diplomová práce. VUT v Brně, FSI, EÚ - Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana, 2018. Vedoucí práce Prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [4] TRLICA, Karel. *Konstrukční návrh a měření tandemového čerpadla jako srdeční náhrady*. Vysoké učení technické v Brně. Diplomová práce. VUT v Brně, FSI, EÚ - Odbor fluidního inženýrství V. Kaplana, 2018. Vedoucí práce Prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [5] JANDOUREK, Pavel. *Ventil na principu vířivé turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 137 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [6] ZBAVITEL, J. *Řešení nestacionárního pohybu tělesa v proudící kapalině*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 53 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Simona Fialová, PhD.
- [7] COUFALÍK, M. *Vířivé čerpadlo jako možná srdeční náhrada*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Simona Fialová, Ph.D.
- [8] 15 LET MECHANICKÝCH SRDEČNÍCH PODPOR V IKEM. *IKEM* [online]. [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <https://www.ikem.cz/cs/15-let-mechanickych-srdecnich-podpor-v-ikem/a-3256/>
- [9] Statistika příčin smrti. *EUROSTAT* [online]. [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Causes_of_death_statistics/cs
- [10] LYNCH, Peter. The mathematics of the heart really keep the blood pumping. *The Irish Times* [online]. [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://www.irishtimes.com/news/science/the-mathematics-of-the-heart-really-keep-the-blood-pumping-1.3356028>
- [11] Blood Flow of the Human Heart. In: *Depositphotos* [online]. [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://cz.depositphotos.com/115706782/stock-illustration-chart-showing-blood-flow-of.html>
- [12] Srdce a cévy. *Kardiochirurgie* [online]. [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://www.kardiochirurgie.cz/srdce-a-cevy>

- [13] *Intra aortic ballon pump picture* [online]. [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <http://pumphonebiwa.blogspot.com/2017/02/intra-aortic-balloon-pump.html>
- [14] Bc. Zuzana Ksandrová. *Ošetřovatelská péče o pacienta s intraaortální balónkovou kontrapulzací*. Praha, 2009. Diplomová práce. Univerzita Karlova v Praze. Vedoucí práce Mgr. Eva Kavková.
- [15] KETTNER, Jiří. *Mechanické srdeční podpory a náhrady* [online]. 2004 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/268246683_Mechanicke_srdecni_p_odpory_a_nahrady
- [16] MELENOVSKÝ, Vojtěch. *Mechanické podpory oběhu* [online]. 2014 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <http://www.kardio-cz.cz/data/clanek/598/dokumenty/697-29vadsmlenenovsky2.pdf>
- [17] HeartMate 3 Heart Pump Approved for Patients Not Eligible for Transplant. *Medgadget* [online]. 2018 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://www.medgadget.com/2018/10/heartmate-3-heart-pump-approved-for-patients-not-eligible-for-transplant.html>
- [18] THE CARMAT PROSTHESIS. *CARMAT* [online]. [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://www.carmatsa.com/en/our-product/>
- [19] HIGHER STATE EDUCATIONAL ESTABLISHMENT OF UKRAINE. *Blood motion: turbulent or laminar?* [online]. 2017 [cit. 2019-02-17]. Dostupné z: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/29059653>
- [20] Maxon EC flat motors. *Maxon motor ag* [online]. [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/ec-flat-motors>
- [21] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony* [online]. [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=33400. VUT Brno, Fakulta elektroniky a komunikačních technologií.
- [22] KBM™ Series Frameless. *Kollmorgen* [online]. [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/direct-drive/kbm-series-frameless/#tab2>
- [23] KUMAR, Sanjay a Abeel MANGI. Comparative Study of Outcome of Axial Continuous-Flow HeartMate II LVAD Implantation with Fully Magnetically Levitated Centrifugal Continuous-Flow HeartMate 3 LVAD for the Treatment of Advanced Heart Failure. *International Journal of Contemporary Medical Research* [online]. [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: https://www.ijcmr.com/uploads/7/7/4/6/77464738/ijcmr_1466_june_8.pdf
- [24] CFX Documentation. *Sharcnet* [online]. [cit. 2019-04-22]. Dostupné z: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/18.2.2/en-us/help/ai_sinfo/cfx_intro.html
- [25] BĚHÁLEK, Luboš. *Navlhavost a sušení plastů* [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/6854933-Navlhavost-a-suseni-plastu.html>

- [26] Plasty - elektrické vlastnosti. *E-Konstrukter* [online]. 2013 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/plasty-elektricke-vlastnosti>
- [27] HUDEC, Martin a Bronislav KUSÝ. *Konzultace*. 2019.
- [28] HENNLICH S.R.O. *Hřidelová těsnění: Gufera* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/News/Tesneni/Odkaz_gufera_-_na_web.pdf
- [29] Jehlová ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/needle-roller-bearings/index.html>
- [30] 3FAKTUR. *The surface quality of 3D printed parts* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: https://3faktur.com/en/the-surface-quality-of-3d-printed-parts/?fbclid=IwAR1HYI5_hC9GbI0Rt5S3BH8tWb2yuUWvzosc3XaxNaadoZlKpda ruRw1kr0#1495623956999-c3ffa121-0dc3
- [31] DK METAL. *Přehled technologií 3D tisku* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://www.dkmp.cz/o-nas/detail/Prehled-technologie-3D-tisku>
- [32] SILBERNAGL, Stefan a Agamemnon DESPOPOULOS. *Atlas fyziologie člověka*. 6. vyd., zcela přeprac. a rozš., Vyd. 3. české. Praha: Grada, 2004. ISBN 80-247-0630-X.
- [33] SHIRINOV, A a S OBERBECK. *Optimisation of the high vacuum side channel pump* [online]. 2011 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/regenerative-pump>
- [34] QUAIL, Francis J., Thomas SCANLON a Armin BAUMGARTNER. Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques. *European Journal of Mechanics - B/Fluids* [online]. 2012, 2011, **31**, 181-187 [cit. 2019-05-15]. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2011.06.003. ISSN 09977546. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S099775461100063X>
- [35] Přednášky z předmětu Výpočtové modelování proudění, RUDOLF P., 2018
- [36] MEAKHAIL, T a S O PARK. An improved theory for regenerative pump performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* [online]. 2005, 219(3), 213-222 [cit. 2019-05-15]. DOI: 10.1243/095765005X7565. ISSN 0957-6509. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/095765005X7565>
- [36] VARCHOLA, Michal. *Špeciálne hydrodynamické čerpadlá*. V Bratislave: Slovenská technická univerzita, 2017, 219 stran : ilustrace. ISBN 978-80-227-4711-0.
- [37] *Co je hemolýza a proč se vyskytuje?* [online]. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://cze.nielsenhealth.com/index-gemoliza-norma-u-zhenshhin.htm>

- [38] SAKOTA, Daisuke, Ryuki SAKAMOTO, Hideo SOBAJIMA, Naoyuki YOKOYAMA, Satoshi WAGURI, Katsuhiro OHUCHI a Setsuo TAKATANI. Mechanical Damage of Red Blood Cells by Rotary Blood Pumps. *Artificial Organs* [online]. 2008 [cit. 2019-05-17]. DOI: 10.1111/j.1525-1594.2008.00631.x. ISSN 0160564X. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1111/j.1525-1594.2008.00631.x>
- [39] HOLMÉN, Vivianne. *Methods for Vortex Identification* [online]. 2012 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.ctr.maths.lu.se/media/thesis/2013/FMA820.pdf>

Seznam použitých symbolů a zkratek

1) Latinské veličiny

c	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Vstupní rychlost
D	m	Vnější průměr oběžného kola
D_v	m	Průměr vepsané kružnice šestihranu
D_o	m	Průměr opsané kružnice šestihranu
$2D$	W	Disipační funkce
F	N	Síla
F_A	N	Axiální síla vznikající v segmentu prstencového motoru
F_{AC}	N	Axiální síla vznikající v celém prstencovém motoru
F_R	N	Radiální síla vznikající v segmentu prstencového motoru
F_{RC}	N	Radiální síla vznikající v celém prstencovém motoru
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Tíhové zrychlení
H	m	Dopravní výška
L	m	Délka lopatek
L_s	m	Délka permanentního magnetu prstecového motoru
M_k	$\text{N} \cdot \text{m}$	Krouticí moment
M_{kt}	$\text{N} \cdot \text{m}$	Moment působící na nefunkčních plochách oběžného kola
M_{kD}	$\text{N} \cdot \text{m}$	Moment působící na plochách oběžného kola ohraničujících kontrolní objem v mezilopátkovém prostoru
n	min^{-1}	Otáčky čerpadla
p	Pa	Tlak
P	W	Výkon
p_d	Pa	Dovolený tlak na otlacení
P_M	W	Příkon motoru
q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Průtok oběžným kolem
Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Objemový průtok
S	m^2	Plocha průřezu
u	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Unášivá rychlost
u_t	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Třecí rychlost
u_{Bx}	podle x	Nejistota typu B veličiny x
v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Rychlost proudění

v_{ij}	s^{-1}	Tenzor rychlosti deformace
y	m	Kolmá vzdálenost prvního uzlu od stěny
Y	$J \cdot kg^{-1}$	Měrná energie
Y^+	1	Bezrozměrná vzdálenost od plochy
Y_z	$J \cdot kg^{-1}$	Ztrátová měrná energie
$\frac{\partial u}{\partial y}$	s^{-1}	Gradient rychlosti
$\frac{\partial v}{\partial y}$	s^{-1}	Gradient rychlosti

2) Řecké veličiny

β	$^\circ$	Úhle natočení lopatky
μ	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$	Dynamická viskozita
η	1; %	Účinnost
π	-	Ludolfovo číslo
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota
τ	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}$	Smykové napětí
ν	$m \cdot s^{-1}$	Kinematická viskozita
ω	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost
ω_{ij}	s^{-1}	Tenzor úhlové rychlosti

3) Indexy

p	Pravá
l	Levá
1	Počáteční stav
2	Koncový stav

4) Zkratky

ABS	Akrylonitril Butadien Styren
CFD	Computational Fluid Dynamics Výpočetní dynamika tekutin
EC	Elektricky komutovaný
EU	Evropská unie
FDM	Fused Deposition Modeling Modelování tavením depozice
EKG	Elektrokardiografie
GGI	General grid interface Obecné rozhraní sítě
HRC	Tvrdost podle Rockwela
IABK	Intraaortální balonková kompulzace
$k - \varepsilon$	Dvourovnicový model turbulence
LVAD	Left ventricle assist device Levostranná srdeční podpora
NPSH	Net positive suction head Čistá pozitivní sací výška
PLA	polylactic acid
SLA	Metoda modelování stereolitografií

Seznam obrázků

Obr. 1 - Lidské srdce [10]	16
Obr. 2 - Kardiovaskulární systém [11] (upraveno)	16
Obr. 3 - IABK [13] (upraveno)	18
Obr. 4 - LVAD HeartMate 3 [17]	18
Obr. 5 - Biokompatibilní umělé srdce Carmat [18] (upraveno)	19
Obr. 6 - Schéma vířivého čerpadla [36] (upraveno)	20
Obr. 7 - Princip vířivého čerpadla [2]	20
Obr. 8 - Typy oběžných kol a kanálků vířivého čerpadla [5] (upraveno)	21
Obr. 9 - Charakteristika vířivého čerpadla [5]	21
Obr. 10 - Průtoková charakteristika vířivého čerpadla [5]	21
Obr. 11 - Parametry stávajícího levého oběžného kola	23
Obr. 12 - Parametry stávajícího pravého oběžného kola	23
Obr. 13 - Řez stávající spirálou	24
Obr. 14 - Stávající sestava s externím pohonem	24
Obr. 15 - Výkres stávající ideové sestavy s diskovým motorem	24
Obr. 16 - Diskový motor EC 90 flat [20]	27
Obr. 17 - Tlaky na vstupu a výstupu srdce (upraveno) [3][7][32]	27
Obr. 18 - Uložení oběžných kol	30
Obr. 19 - Konstrukce oběžného kola	31
Obr. 20 - Model oběžného kola	31
Obr. 21 - Profil spirály s lopatkou	32
Obr. 22 - Řez spirálou	32
Obr. 23 - Vložka s odvodňovacími kanálky	33
Obr. 24 - Řez segmentem čerpadla	33
Obr. 25 - Sestava	34
Obr. 26 - Detail sítě spáry oběžného kola	35
Obr. 27 - Sít segmentu oběžného kola	36
Obr. 28 - Sít spirály - první varianta	37
Obr. 29 - Řez sítí spirály- první variant	37
Obr. 30 - Řez sítí spáry	37
Obr. 31 - Řez sítí spirály - druhá varianta	37
Obr. 32 - Okrajové podmínky výpočtu čerpadla	38
Obr. 33 - Proudnic levého čerpadla	43
Obr. 34 - Proudnic pravého čerpadla	43
Obr. 35 - Rychlostní pole v mezilopatkovém prostoru levého čerpadla	44
Obr. 36 - Rychlostní pole v mezilopatkovém prostoru	44
Obr. 37 - Tlak na lopatkách levého čerpadla	44
Obr. 38 - Tlak na lopatkách pravého čerpadla	44

Obr. 39 - Vírová struktura na lopatkách levého čerpadla	45
Obr. 40 - Vírová struktura na lopatkách pravého čerpadla	45
Obr. 41 - Smykové napětí na lopatkách levého čerpadla	46
Obr. 42 - Smykové napětí na lopatkách pravého čerpadla	46
Obr. 43 - Smykové napětí na spirále levého čerpadla.....	46
Obr. 44 - Smykové napětí na spirále pravého čerpadla	46
Obr. 45 - Funkční model vířivého čerpadla	49
Obr. 46 - Schéma měřicí tratě	49
Obr. 47 - Měřicí trať	50
Obr. 48 - Průsak čerpadlem.....	53
Obr. 49 - LVAD Heartmate II [23]	56
Obr. 50 - Prstencové motory Kollmorgen KBM Series [22].....	57
Obr. 51 - První oběžné kolo	58
Obr. 52 - Druhé oběžné kolo	58
Obr. 53 - Sestava tandemového čerpadla	58
Obr. 54 - Vznik axiálních (vlevo) a radiálních (vpravo) sil při vyoseném uložení (upraveno) [22]	59
Obr. 55 - Závislost drsnosti povrchu na některých technologiích 3D tisku (upraveno) [30]	61
Obr. 56 - Skica návrhu rozdělení skříně čerpadla.....	62

Seznam tabulek

Tabulka 1- Základní parametry čerpadla	23
Tabulka 2- Základní parametry pro návrh nového čerpadla	29
Tabulka 3- Ansys CFX nastavní expressions	39
Tabulka 4 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $n=600 \text{ min}^{-1}$	76
Tabulka 5 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $n=600 \text{ min}^{-1}$	76
Tabulka 6 - CFD stacionární výpočet pravého čerpadla pro $n=185 \text{ min}^{-1}$	76
Tabulka 7 - CFD stacionární výpočet pravého čerpadla pro $n=185 \text{ min}^{-1}$	76
Tabulka 8 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $Q=0,15 \text{ l s}^{-1}$	77
Tabulka 9 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $Q=0,15 \text{ l s}^{-1}$	77
Tabulka 10 - Pravé čerpadlo pro $n=185 \text{ min}^{-1}$	78
Tabulka 11 - Levé čerpadlo pro $n=600 \text{ min}^{-1}$	78
Tabulka 12 - Levé čerpadlo pro $Q= 0,15 \text{ l s}^{-1}$	78

Seznam grafů

Graf 1 Y-Q charakteristika stávajícího čerpadla	29
Graf 2- CFD závislost dopravní výšky na otáčkách levého čerpadla - stacionární výpočet	41
Graf 3- CFD závislost dopravní výšky na otáčkách pravého čerpadla - stacionární výpočet	42
Graf 4 - CFD charakteristika levého čerpadla pro $n=600 \text{ za min}$	47
Graf 5 - Graf závislosti mechanického ztrátového příkonu a otáčkách	51
Graf 6 – Experiment- charakteristika levého čerpadla	52
Graf 7 – Experiment - charakteristika pravého čerpadla	52
Graf 8 – Experiment- závislost dopravní výšky a účinnosti na otáčkách	53
Graf 9 - Porovnání měrných energií v závislosti na průtoku při $n=600 \text{ za minutu}$	54
Graf 10 - Porovnání měrných energií v závislosti na průtoku pro $n=185 \text{ za min}$	54
Graf 11 - Porovnání dopravních výšek v závislosti na otáčkách při konstantním průtoku	55

Seznam příloh

- 1) Výsledky CFD analýz
- 2) Naměřená data
- 3) Model vířivého čerpadla na CD

Výsledky CFD analýzy

CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $n=600 \text{ min}^{-1}$				
Q	Y	H	Mk	η_h
$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	$\text{N}\cdot\text{m}$	%
0,075	16,00	1,632	3,32	5,80
0,150	16,36	1,661	3,43	11,40
0,225	15,96	1,628	3,45	16,60

Tabulka 4 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $n=600 \text{ min}^{-1}$

CFD nestacionární výpočet levého čerpadla pro $n=600 \text{ min}^{-1}$				
Q	Y	H	Mk	η_h
$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	$\text{N}\cdot\text{m}$	%
0,075	14,994	1,525	0,30	5,0
0,150	15,588	1,591	0,32	11,3
0,225	15,517	1,582	0,33	17,0

Tabulka 5 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $n=600 \text{ min}^{-1}$

CFD stacionární výpočet pravého čerpadla pro $n=185 \text{ min}^{-1}$				
Q	Y	H	Mk	η_h
$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	$\text{mN}\cdot\text{m}$	%
0,075	1,476	0,150	18,0	32,0
0,150	0,959	0,097	30,0	25,0
0,225	0,444	0,045	29,7	17,8

Tabulka 6 - CFD stacionární výpočet pravého čerpadla pro $n=185 \text{ min}^{-1}$

CFD stacionární výpočet pravého čerpadla pro $n=185 \text{ min}^{-1}$				
Q	Y	H	Mk	η_h
$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	$\text{mN}\cdot\text{m}$	%
0,075	1,417	0,144	30	18,1
0,150	1,014	0,103	26	30,6
0,225	0,476	0,049	18	30,7

Tabulka 7 - CFD stacionární výpočet pravého čerpadla pro $n=185 \text{ min}^{-1}$

CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $Q=0,15\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$		
n	H	η_h
min^{-1}	m	%
350	0,54	18,6
500	1,15	13,4
650	1,96	10,4
800	2,97	8,1

Tabulka 8 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $Q=0,15\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $Q=0,15\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$		
n	H	η_h
min^{-1}	m	%
100	0,001	5,7
150	0,048	31,3
200	0,127	28,2
300	0,380	21,2
500	1,140	13,3

Tabulka 9 - CFD stacionární výpočet levého čerpadla pro $Q=0,15\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$

Naměřená data

Pravé čerpadlo pro $n=185 \text{ min}^{-1}$								
Q	p2	p1	P	P _{zm}	Y	H	η_c	η_{c-mz}
$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$	kPa	kPa	W	W	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	%	%
0,0520	100,26	100,47	2,60	2,05	1,271	0,13	2,54	12,00
0,0384	100,37	100,49	2,70	2,05	1,360	0,14	1,93	8,01
0,0310	100,40	100,48	2,70	2,05	1,398	0,14	1,60	6,65
0,0209	100,46	100,49	2,75	2,05	1,451	0,15	1,10	4,32
0,0003	100,54	100,50	2,80	2,05	1,518	0,15	0,02	0,06

Tabulka 10 - Pravé čerpadlo pro $n=185 \text{ min}^{-1}$

Levé čerpadlo pro $n=600 \text{ min}^{-1}$								
Q	p2	p1	P	P _{zm}	Y	H	η_c	η_{c-mz}
$\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$	kPa	kPa	W	W	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	%	%
0,1779	109,55	98,21	31,9	4,8	12,835	1,31	7,14	8,41
0,1472	110,24	98,43	31,3	4,8	13,309	1,36	6,25	7,38
0,1105	111,06	98,69	32,4	4,8	13,877	1,41	4,72	5,54
0,0623	113,46	100,47	33,3	4,8	14,497	1,48	2,71	3,16
0,0003	112,88	99,05	34,3	4,8	15,335	1,56	0,01	0,01

Tabulka 11 - Levé čerpadlo pro $n=600 \text{ min}^{-1}$

Levé čerpadlo pro $Q=0,15 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$								
p2	p1	P	n	P _{zm}	Y	H	η_c	η_{c-mz}
kPa	kPa	W	min^{-1}	W	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$	m	%	%
107,86	99,07	21,8	530	4,19	10,284	1,05	7,05	8,73
109,77	99,65	25,8	564	4,43	11,617	1,18	6,69	8,07
112,30	99,57	34,2	620	4,83	14,236	1,45	6,17	7,18
116,13	99,40	49,1	700	5,42	18,246	1,86	5,52	6,20

Tabulka 12 - Levé čerpadlo pro $Q=0,15 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$